

ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE
UNIVERSITÉ DU QUÉBEC

MÉMOIRE PRÉSENTÉ À
L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

COMME EXIGENCE PARTIELLE
À L'OBTENTION DE LA
MAÎTRISE EN GÉNIE MÉCANIQUE

M. Ing.

PAR
Mathieu DANSEREAU

AMÉLIORATION ET ÉVALUATION D'UNE PROTHÈSE D'ESSAI ACÉTABULAIRE
À DIAMÈTRE VARIABLE

MONTREAL, LE 9 MARS 2010

© Mathieu Dansereau, 2010

PRÉSENTATION DU JURY
CE MÉMOIRE A ÉTÉ ÉVALUÉ
PAR UN JURY COMPOSÉ DE :

M. Yvan petit, directeur de mémoire
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

Dr. Julio C. Fernandes, codirecteur de mémoire
Faculté de médecine - Chirurgie à l'Université de Montréal

Mme Natalia Nuño, présidente du jury
Département de génie de la production automatisée à l'École de technologie supérieure

M. Patrick Terriault, membre du jury
Département de génie mécanique à l'École de technologie supérieure

IL A FAIT L'OBJET D'UNE SOUTENANCE DEVANT JURY ET PUBLIC

LE 9 FÉVRIER 2010

À L'ÉCOLE DE TECHNOLOGIE SUPÉRIEURE

REMERCIEMENTS

Je tiens tout d'abord à remercier mon directeur de recherche, Yvan Petit, pour son encadrement, ses critiques constructives et son soutien moral et financier. J'aimerais souligner le temps qu'il m'a accordé afin de me guider tout au long de ce projet de maîtrise. Je désire également remercier mon codirecteur, Dr. Julio Fernandes, pour sa collaboration et sa précieuse expertise médicale qu'il a su partager durant ce projet. Enfin, je souhaite remercier mes directeurs pour la liberté et la confiance qu'ils m'ont témoignées.

J'aimerais remercier tous les membres du Laboratoire d'imagerie et d'orthopédie de l'Hôpital du Sacré-Cœur de Montréal (LIO-HSCM), plus particulièrement Annie Levasseur, assistante de recherche, qui m'a beaucoup aidé techniquement et qui m'a donné de nombreux conseils lors de la planification des essais expérimentaux.

Je souhaite remercier les professeurs responsables du Laboratoire sur les alliages à mémoire et les systèmes intelligents (LAMSI) de l'ÉTS, Vladimir Brailovski et Patrick Terriault, pour le prêt d'équipements qui a permis de réaliser les essais expérimentaux de ce projet. Également, j'aimerais remercier Yannick Baril, pour son soutien technique et ses conseils lors de la manipulation de l'équipement prêté.

Je voudrais remercier l'École de technologie supérieure, le Fonds québécois de la recherche sur la nature et les technologies et le centre de recherche de l'Hôpital du Sacré-Cœur de Montréal pour les bourses accordées qui ont permis de m'investir entièrement dans ce projet.

J'aimerais remercier profondément tous les membres de ma famille qui ont su m'encourager et me supporter durant mes études.

Enfin, je tiens à remercier tout particulièrement Émilie, avec qui je partage ma vie, pour son support moral quotidien, son écoute et ses nombreux encouragements qui m'ont permis de persévérer et de mener à terme ce mémoire de maîtrise.

IMPROVEMENT AND EVALUATION OF A VARIABLE DIAMETER ACETABULAR TRIAL PROSTHESIS

Mathieu DANSEREAU

ABSTRACT

Total hip arthroplasty (THA) is indicated for patients with severe hip degradation in order to recover mobility and to reduce pain. With intent to reduce cleaning, sterilisation, storing and purchase costs of surgical instruments used during THA, a new variable diameter trial liner (VDTL) has been designed. This tool consists of a deployment mechanism and interchangeable bearing parts allowing the modification of its own dimension. This way, it can replace 66 of the currently used trial liners (TL). The main objective of this thesis is to improve and to evaluate the design of a previously proposed solution. Three specific objectives are proposed to reach the main objective: 1- to improve VDTL design in order to improve its functionality, 2- to evaluate the range of motion (ROM) allowed by the VDTL and 3- to evaluate the mechanical strength of the VDTL.

Improvements of the VDTL allow increasing its mechanical strength by a factor of 2, increasing the deployment mechanism functionality and precision and obtaining an efficient bearing parts locking system. ROM was estimated with kinematic simulations and validated from experimental testing. Results show constant VDTL ROM while TLs present a variable ROM in function of femoral head size. Also, VDTL ROM is, on average, 5 % less than conventional TLs ROM. Evaluation of the VDTL mechanical strength was performed with finite element models where three loading conditions were reproduced. The numerical models were validated with experimental mechanical testing on a prototype of the VDTL. Results of this study suggest an insufficient mechanical strength of the VDTL. The weakest part of the VDTL shows bending stresses, under hypothesis of linear material behavior, of 1117 MPa while the established threshold is 750 MPa. Furthermore, the analysis of VDTL displacements during loading revealed the existence of a loading condition more critical than the ones simulated in this project.

The analysis of results leads to the establishment of new design criteria which will manage the upcoming optimisation process of the VDTL. Moreover, this project allowed development of an evaluation method for the VDTL ROM and mechanical strength. Recommendations of this project concern the improvement of this method for the validation of the next generation of DVTL. Lastly, this project underlines the potential of the VDTL and the relevance to continue its development in order to bring to an end this cutting edge technology.

Keywords: hip, trial liner, mechanical strength, range of motion, finite element model, prototype.

AMÉLIORATION ET ÉVALUATION D'UNE PROTHÈSE D'ESSAI ACÉTABULAIRE À DIAMÈTRE VARIABLE

Mathieu DANSEREAU

RÉSUMÉ

L'arthroplastie totale de la hanche (ATH) est pratiquée chez les patients présentant une sévère dégradation de la hanche afin de retrouver une mobilité et de réduire les douleurs. Dans le but de réduire les coûts de nettoyage, de stérilisation, d'entreposage et d'acquisition d'instruments chirurgicaux utilisés lors de cette chirurgie, un nouvel insert d'essai à diamètre variable (IEDV) a été conçu. Cet outil est composé d'un mécanisme de déploiement et de pièces interchangeables permettant de modifier ses dimensions et de remplacer 66 inserts d'essai (IE) aux dimensions fixes. L'objectif principal est d'améliorer et d'évaluer la conception d'une solution antérieurement proposée. Les objectifs spécifiques sont d'améliorer le concept afin de le rendre plus fonctionnel, d'évaluer l'amplitude de mouvement permis par l'IEDV et d'évaluer sa résistance mécanique.

Les améliorations apportées à l'IEDV permettent de doubler sa résistance mécanique, d'accroître la fonctionnalité et la précision du mécanisme de déploiement et d'obtenir un système efficace immobilisant les pièces interchangeables. L'amplitude de mouvement de l'IEDV est établie par simulation numérique et validée expérimentalement. L'IEDV présente une amplitude de mouvement constante et en moyenne 5% inférieure à celle des IE conventionnels, laquelle varie en fonction du diamètre de la tête fémorale. La résistance mécanique de l'IEDV est évaluée à l'aide de modèles par éléments finis où trois conditions de chargements sont simulées. La constitution des modèles numériques est validée expérimentalement à l'aide d'essais mécaniques contrôlés sur un prototype de l'IEDV. Les résultats de cette étude suggèrent une résistance mécanique insuffisante de l'IEDV. En effet, certaines pièces, sollicitées en flexion sous l'hypothèse d'un matériau linéaire, affichent des contraintes de 1117 MPa, alors que la limite définie est de 750 MPa. De plus, l'analyse des déplacements de l'IEDV a permis de démontrer qu'il existe une condition de chargement plus sévère que celles définies lors de ce projet.

L'analyse de ces résultats mène à l'élaboration de nouvelles contraintes de conception encadrant la future phase d'optimisation de l'IEDV. De plus, ce projet a permis d'élaborer une méthode d'évaluation de l'amplitude de mouvement et de la résistance mécanique de l'IEDV. Une fois ces méthodes améliorées grâce aux recommandations émises, elles pourront être utilisées lors de la validation de l'IEDV. Enfin, ce projet a mis en évidence le potentiel de l'IEDV et la pertinence de poursuivre son développement afin d'obtenir une solution commercialisable.

Mots-clés : hanche, insert d'essai, résistance mécanique, amplitude de mouvement, modèle par éléments finis, prototype.

TABLE DES MATIÈRES

	Page
INTRODUCTION	1
CHAPITRE 1 DÉFINITION DU PROJET.....	3
1.1 Arthroplastie totale de la hanche	3
1.2 Problématique.....	7
1.3 Solution proposée	9
1.3.1 Mécanisme de déploiement	10
1.3.2 Sièges interchangeables.....	14
1.3.3 Capacités de l'IEDV	15
1.4 Recommandations	15
1.5 Objectif principal et objectifs spécifiques	16
CHAPITRE 2 MÉTHODOLOGIE	18
2.1 Amélioration du concept proposé.....	18
2.1.1 Augmentation de la résistance mécanique.....	19
2.1.2 Modification du sélecteur de dimensions	22
2.1.3 Conception du mécanisme de blocage du siège	23
2.1.4 Fabrication du prototype géométrique.....	24
2.2 Évaluation de l'amplitude de mouvement	26
2.3 Évaluation de la résistance mécanique	29
2.3.1 Définition des conditions de chargement	30
2.3.2 Simulation numérique par éléments finis	35
2.3.3 Essais expérimentaux	41
CHAPITRE 3 RÉSULTATS.....	55
3.1 Amélioration du concept proposé.....	55
3.1.1 Augmentation de la résistance mécanique.....	55
3.1.2 Modification du sélecteur de dimension.....	58
3.1.3 Mécanisme de blocage du siège	59
3.1.4 Évaluation du prototype géométrique.....	60
3.2 Évaluation de l'amplitude de mouvement	62
3.3 Évaluation de la résistance mécanique	63
3.3.1 Validation de la simulation numérique.....	64
3.3.2 Évaluation de la résistance mécanique par simulation numérique	97
CHAPITRE 4 DISCUSSION.....	104
4.1 Amélioration du concept proposé.....	104
4.2 Évaluation de l'amplitude de mouvement.....	105
4.3 Évaluation de la résistance mécanique	107
CONCLUSION	117

ANNEXE I	DÉFINITION DE LA CHARGE APPLIQUÉE.....	120
ANNEXE II	ÉTUDES DE CONVERGENCE DE LA SIMULATION NUMÉRIQUE .	123
ANNEXE III	FABRICATION DES PROTOTYPES	127
ANNEXE IV	DÉFINITION DU SEUIL DE DÉFORMATION PLASTIQUE	137
ANNEXE V	CALCUL DE LA RÉSISTANCE MÉCANIQUE	138
ANNEXE VI	CALCUL DE L'AMPLITUDE DE MOUVEMENT.....	145
ANNEXE VII	ÉQUILIBRE DES FORCES DU MODÈLE GLOBAL.....	147
ANNEXE VIII	FORCES APPLIQUÉES AU MODÈLE SPÉCIFIQUE	150
ANNEXE IX	RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX COMPLÉMENTAIRES	153
	LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES	158

LISTE DES TABLEAUX

	Page
Tableau 3.1 Réduction relative des contraintes.....	58
Tableau 3.2 Comparaison de l'amplitude de mouvement.....	62
Tableau 3.3 Contraintes maximales lors du chargement contrôlé #1.....	68
Tableau 3.4 Contraintes maximales lors du chargement contrôlé #2.....	72
Tableau 3.5 Contraintes maximales lors du chargement contrôlé #3.....	74
Tableau 3.6 Contraintes maximales lors du chargement #2.....	99
Tableau 3.7 Contraintes maximales lors du chargement #3.....	102

LISTE DES FIGURES

	Page
Figure 1.1 Anatomie simplifiée de la hanche.	3
Figure 1.2 Composantes d'une prothèse totale de la hanche.	4
Figure 1.3 Positions extrêmes formant l'amplitude de mouvement θ	5
Figure 1.4 Disposition des composantes acétabulaires.	7
Figure 1.5 Insert d'essai avec lèvre.	8
Figure 1.6 Sous-systèmes de l'insert d'essai à diamètre variable.	10
Figure 1.7 Vue explosée du mécanisme de déploiement.	11
Figure 1.8 Rainures a) droite et b) courbée du mécanisme de déploiement.	11
Figure 1.9 Fonctionnement du mécanisme de déploiement.	12
Figure 1.10 Sélecteur de dimension de l'IEDV.	13
Figure 1.11 Système d'immobilisation de l'IEDV.	13
Figure 1.12 Sièges interchangeables a) avec lèvre et b) sans lèvre.	14
Figure 2.1 Lamelle soumise à un moment de flexion.	20
Figure 2.2 Lamelle soumise à un moment de torsion.	20
Figure 2.3 Vues a) de coupe 3D et b) de section de l'IEDV.	21
Figure 2.4 Réduction de l'amplitude de mouvement.	22
Figure 2.5 Relocalisation des crans d'arrêt.	23
Figure 2.6 Verrouillage du siège.	24
Figure 2.7 Composantes utilisées lors de la simulation cinématique.	27
Figure 2.8 Demi-amplitude de mouvement obtenue par simulation cinématique.	28
Figure 2.9 Composantes utilisées pour évaluer l'amplitude de mouvement.	28
Figure 2.10 a) Forces appliquée et de réaction b) flexion double de la lamelle.	31

Figure 2.11	Condition de chargement #1.....	32
Figure 2.12	Condition de chargement #2.....	33
Figure 2.13	Condition de chargement #3.....	33
Figure 2.14	Positions du membre inférieur lors des manipulations de stabilité.	34
Figure 2.15	Position critique du membre inférieur.	35
Figure 2.16	Simplifications géométriques pour le modèle global.	36
Figure 2.17	a) Position de la lamelle sur le support et b) régions de contact.	37
Figure 2.18	Conditions frontières du modèle global.....	38
Figure 2.19	Géométrie formant le modèle spécifique.....	39
Figure 2.20	Conditions d'encastrement et de périodicité.	40
Figure 2.21	Surface recevant la pièce virtuelle de contact.	41
Figure 2.22	Banc d'essai expérimental.	45
Figure 2.23	Configuration du banc d'essai pour la condition de chargement #1.	46
Figure 2.24	Configuration du banc d'essai pour la condition de chargement #2.	47
Figure 2.25	Configuration du banc d'essai pour la condition de chargement #3.	47
Figure 2.26	Cibles posées sur l'IEDV pour suivre son déplacement.....	48
Figure 2.27	Banc d'essai expérimental utilisé.	49
Figure 2.28	Composantes de la MMC utilisée.....	50
Figure 2.29	Régions analysées sur les lamelles.	51
Figure 2.30	Régions analysées sur le support.	51
Figure 2.31	Disposition des points caractérisant une région.	52
Figure 2.32	Comparaison appariée des points d'une région donnée.	53
Figure 2.33	Déviations du point i entre l'instant 1 et 2.	53
Figure 3.1	Réduction de la section en porte à faux des lamelles.	55

Figure 3.2	Réduction du bras de levier des lamelles.....	56
Figure 3.3	Ajout d'une nervure sur le dessus des lamelles.	56
Figure 3.4	Élargissement de la butée sous les lamelles.	57
Figure 3.5	Suppression des ouvertures sur le dessus du support.	57
Figure 3.6	Nouveau sélecteur de dimensions.....	58
Figure 3.7	Élévation des butées du support.	59
Figure 3.8	a) Insertion et b) verrouillage du siège dans le support.	60
Figure 3.9	Prototype géométrique en ABS.	60
Figure 3.10	Modifications apportées aux rainures du disque pivotant.	61
Figure 3.11	Angle α constant pour une tête fémorale de a) 26 mm et b) 32 mm.	63
Figure 3.12	Déplacements de l'IEDV lors du chargement contrôlé #1.....	65
Figure 3.13	Flexion des lamelles en appui sur la cupule métallique.	65
Figure 3.14	Contraintes Von Mises lors du chargement contrôlé #1.....	66
Figure 3.15	Jeu entre la lamelle et le support.	67
Figure 3.16	Contraintes Von Mises sur la lamelle lors du chargement contrôlé #1.	68
Figure 3.17	Déplacements de l'IEDV lors du chargement contrôlé #2.....	69
Figure 3.18	Contraintes Von-Mises lamelle 3 : a) face interne et b) face externe.....	70
Figure 3.19	Contraintes Von Mises sur le support lors du chargement contrôlé #2.....	71
Figure 3.20	Déplacements de l'IEDV lors du chargement contrôlé #3.....	73
Figure 3.21	Contraintes Von Mises lors du chargement contrôlé #3.....	74
Figure 3.22	Force et déplacements issus de l'essai à 100 % lors du chargement #1.....	75
Figure 3.23	Inspection des lamelles après l'essai à 100 % lors du chargement #1.	77
Figure 3.24	Inspection du support après l'essai à 100 % lors du chargement #1.	78
Figure 3.25	Schéma illustrant la nature du déplacement mesuré.....	79

Figure 3.26	Force et déplacements issus de l'essai à 100 % lors du chargement #2.....	79
Figure 3.27	Position du disque pivotant à a) 50 N, b) 60 N et c) 150 N.....	80
Figure 3.28	Appui des lamelles 1 et 3 sur les butées au cours du chargement #2.....	81
Figure 3.29	Rotation du disque pivotant lors du chargement #2.	82
Figure 3.30	Inspection des lamelles après l'essai à 100 % lors du chargement #2.	83
Figure 3.31	Inspection du support après l'essai à 100 % lors du chargement #2.	83
Figure 3.32	Force et déplacements issus de l'essai à 100% lors du chargement #3.....	84
Figure 3.33	Inspection des lamelles après l'essai à 100 % lors du chargement #3.	85
Figure 3.34	Inspection du support après l'essai à 100 % lors du chargement #3.	85
Figure 3.35	Comportement des lamelles lors du chargement #3.....	86
Figure 3.36	Rotation du disque pivotant lors du chargement #3.	87
Figure 3.37	Force et déplacements issus de l'essai à la rupture lors du chargement #3...	88
Figure 3.38	Déplacement de l'IEDV lors de l'essai de rupture.	89
Figure 3.39	Rupture du siège par délamination.	90
Figure 3.40	Inspection des lamelles après l'essai à la rupture lors du chargement #3.	90
Figure 3.41	Lamelle 2 a) avant chargement et b) peu avant la rupture.....	91
Figure 3.42	Inspection du support après l'essai à la rupture lors du chargement #3.	92
Figure 3.43	Phase de rupture de l'IEDV lors du chargement #3.	93
Figure 3.44	Jeu entre les composantes du prototype de l'IEDV.....	95
Figure 3.45	Déplacement de la lamelle 2 dans le support.	96
Figure 3.46	Cisaillement de la lamelle 2 lors de l'essai de rupture.	96
Figure 3.47	Déplacements de l'IEDV lors du chargement #2.	98
Figure 3.48	Contraintes Von Mises sur la lamelle 3 lors du chargement #2.	100
Figure 3.49	Déplacements de l'IEDV lors du chargement #3.	101

Figure 3.50	Contraintes Von Mises sur la lamelle 2 lors du chargement #3.	102
Figure 3.51	Contraintes Von Mises sur le support lors du chargement #3.....	103
Figure 4.1	a) Col fémoral standardisé et b) col fémoral à géométrie évolutive.....	106

LISTE DES ABRÉVIATIONS, SIGLES ET ACRONYMES

3DP	Impression tridimensionnelle (Three-dimensional printing)
ABS	Acrylonitrile butadiène styrène
ATH	Arthroplastie totale de la hanche
DMLS	Frittage laser métallique direct (Direct metal laser sintering)
EBM	Fusion par faisceau d'électrons (Electron beam melting)
FDM	Modélisation par dépôt de matière en fusion (Fused deposition modeling)
IE	Insert d'essai
IEDV	Insert d'essai à diamètre variable
MMC	Machine à mesurer les coordonnées
SLA	Stéréolithographie
SLS	Frittage laser sélectif (Selective laser sintering)

LISTE DES SYMBOLES ET UNITÉS DE MESURE

d	Déviatiion, μm
E	Module de rigidité, GPa
F	Force, N
I	Moment d'inertie, mm^4
k	Rigidité, N/mm
l	Distance, mm
M	Moment de flexion, Nm
T	Moment de torsion, Nm
α	Demi amplitude de mouvement, $^\circ$
δ	Seuil de déformation plastique, μm
θ	Amplitude de mouvement, $^\circ$
σ	Contrainte, MPa
τ	Contrainte de cisaillement, MPa

INTRODUCTION

L'arthroplastie totale de la hanche (ATH) est une chirurgie pratiquée chez les patients dont la mobilité est grandement réduite et affligés de fortes douleurs causées par une dégradation des surfaces articulaires de la hanche. L'ATH est une intervention bien maîtrisée qui permet d'améliorer grandement les capacités fonctionnelles des patients (Bourne et al., 2009; Daras et Macaulay, 2009). Cependant, depuis une quinzaine d'années, cette chirurgie est effectuée chez un nombre grandissant de patients. En 2006-2007, 24 253 ATH ont été pratiquées au Canada, soit 59 % de plus qu'en 1996-1997 (ICIS, 2009). Cette augmentation, observée majoritairement dans les pays développés, est principalement causée par le vieillissement de la population (Eingartner, 2007). Également, l'utilisation de prothèses plus performantes permet de pratiquer l'ATH chez de plus jeunes patients plus actifs (Allen, Ward et Haygood, 1995). D'autre part, les coûts annuels de santé reliés à l'ATH au Canada sont estimés à plus de 164 millions USD (Antoniou et al., 2004). De plus, une plus grande utilisation de prothèses de nouvelles générations plus dispendieuses entrainera des coûts supplémentaires (Bozic et al., 2006). Conséquemment, l'ATH est une chirurgie d'avant-plan qui représente un défi économique dans un contexte d'amélioration des procédures et d'optimisation des ressources.

Dans le cadre d'un projet de fin d'études au baccalauréat, Mathieu Dansereau s'est intéressé à cette intervention en proposant un nouvel outil chirurgical qui pourrait remplacer une quantité importante de composantes chirurgicales utilisées au cours d'une ATH. Une réduction de l'équipement chirurgical se traduirait directement par une diminution des coûts de stérilisation, de nettoyage, d'entreposage et d'acquisition. Également, cet outil permettrait de limiter le nombre de manipulations et de réduire les risques d'infection. Les travaux effectués ont permis d'émettre certaines recommandations et ont mené à la réalisation du présent projet de maîtrise.

L'objectif principal est d'améliorer et d'évaluer la conception de la solution proposée par Mathieu Dansereau. Cette évaluation permettra de cibler les faiblesses et lacunes de conception et d'orienter les futures phases d'optimisation et de validation.

Dans le premier chapitre, l'ATH est présentée afin de cibler la problématique relevée, laquelle est suivie de la description de la solution antérieurement proposée par Mathieu Dansereau. Enfin, le premier chapitre expose l'objectif principal et les objectifs spécifiques. Le deuxième chapitre illustre la méthodologie employée pour répondre aux objectifs posés. Les résultats générés lors de cette étude sont présentés et analysés au troisième chapitre. La discussion est développée au quatrième chapitre. Enfin, une conclusion et des recommandations closent le document.

CHAPITRE 1

DÉFINITION DU PROJET

Dans un premier temps, ce chapitre présente des notions liées à l'arthroplastie totale de la hanche. Ensuite, la problématique soulevée et la solution proposée lors du précédent projet sont détaillées. Finalement, à partir des recommandations énoncées, les objectifs du projet de maîtrise sont exposés.

1.1 Arthroplastie totale de la hanche

La hanche est une articulation sphérique qui unit la cuisse au bassin (Figure 1.1). Elle est formée de l'os iliaque appartenant au bassin et du fémur, l'os de la cuisse. À la portion proximale du fémur se trouve la tête fémorale. Cette dernière, de forme sphérique, est recouverte de cartilage et est insérée dans la cavité cotyloïde de l'os iliaque, appelée acétabulum, également tapissée de cartilage. La tête fémorale encapsulée dans l'acétabulum devient le point de pivot de la cuisse et permet les mouvements circulaires qu'on lui connaît.

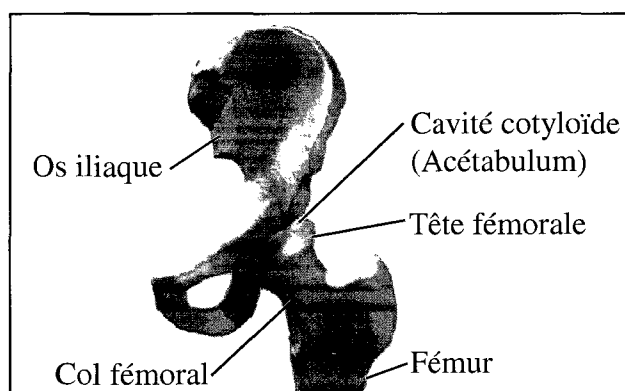


Figure 1.1 Anatomie simplifiée de la hanche.
Adaptée de Global Surgical Solutions (2007)

Comme pour toute articulation mécanique où des mouvements répétitifs se succèdent, les surfaces mobiles de contact de la hanche s'usent et se dégradent. Avec le temps, les

cartilages se rigidifient, les os se décalcifient, le tout entraînant des douleurs et limitant les mouvements. Dans les cas extrêmes, une arthroplastie totale de la hanche est nécessaire pour redonner une mobilité à l'articulation.

L'ATH est une intervention au cours de laquelle le chirurgien orthopédiste remplace les structures altérées par des prothèses pour recouvrer le mouvement de l'articulation. L'utilisation de prothèses non-cimentées est de plus en plus répandue, notamment pour les jeunes patients (Hardidge, Hooper et McMahon, 2003; Scheerlinck, Druyts et Casteleyn, 2004). Les étapes principales de cette chirurgie sont présentées.

Premièrement, la tête fémorale est sectionnée à la base du col fémoral. Ensuite, le canal fémoral et l'acétabulum sont alésés afin de façonner les cavités qui reçoivent les prothèses. Un ajustement par serrage est utilisé pour ancrer solidement la tige fémorale (Figure 1.2). Étant légèrement plus grosse que la cavité fémorale, la tige fémorale est impactée dans cette dernière et y reste coincée. Le même principe de fixation est généralement employé pour immobiliser la cupule métallique dans la cavité acétabulaire (Figure 1.2). La tête fémorale artificielle et l'insert de polyéthylène (Figure 1.2) complètent l'assemblage et glissent l'un sur l'autre au même titre que la tête fémorale anatomique et l'acétabulum.

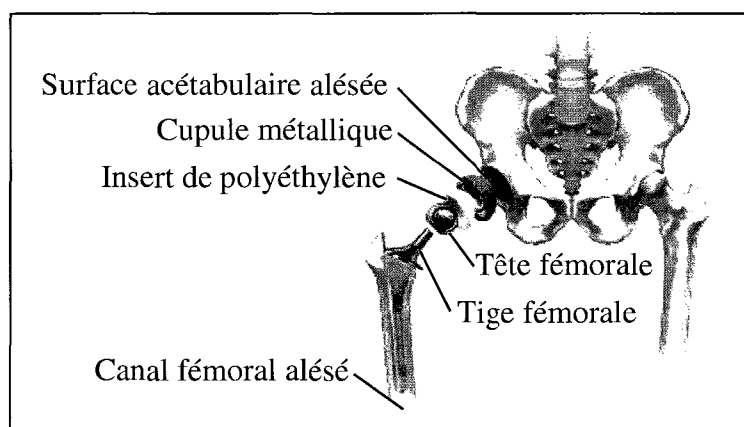


Figure 1.2 Composantes d'une prothèse totale de la hanche.
Adaptée de American Society of Mechanical Engineers (2006)

Avant que l'insert de polyéthylène et la tête fémorale soient implantés, le chirurgien doit déterminer et valider leur taille. Pour ce faire, il peut utiliser des prothèses d'essai qui servent à évaluer l'amplitude de mouvement et la stabilité de l'articulation.

Les prothèses d'essai sont géométriquement identiques aux prothèses définitives pour reproduire leur comportement. Ainsi, plusieurs tailles de prothèses d'essai existent pour couvrir l'ensemble des prothèses définitives. Les prothèses d'essai sont utilisées à titre de gabarit; elles sont des outils chirurgicaux et ne sont jamais implantées définitivement dans le corps.

Pour sa part, l'amplitude de mouvement de la hanche est la mesure de l'arc généré par les positions extrêmes que la cuisse peut atteindre. Dans le cas d'une hanche prothétique, l'amplitude de mouvement de l'articulation est influencée par la géométrie de la prothèse. Ainsi, elle se quantifie par l'angle θ (Figure 1.3), mesure de l'arc formé des positions extrêmes de la tige fémorale lorsqu'elle est en contact avec l'insert de polyéthylène.

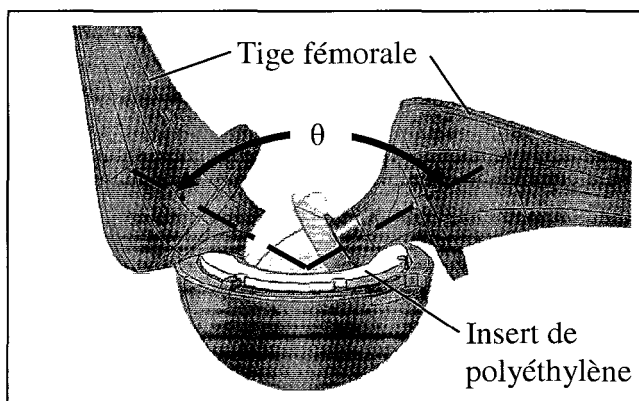


Figure 1.3 Positions extrêmes formant l'amplitude de mouvement θ .

Lors de l'évaluation de l'amplitude de mouvement, le chirurgien insère une tête fémorale d'essai à l'extrémité de la tige fémorale, un insert d'essai (IE) dans la cupule métallique et remboîte l'articulation. Ensuite, le chirurgien manipule la cuisse de manière à déterminer l'amplitude de mouvement que permet l'articulation et à déceler toute instabilité qui pourrait mener à une dislocation. Advenant une amplitude de mouvement insuffisante ou une

dislocation, les prothèses d'essai sont retirées et remplacées par des prothèses d'essai de dimensions différentes ou de géométries différentes.

Ce processus itératif est effectué jusqu'à ce que les composantes sélectionnées offrent une articulation stable et une amplitude de mouvement adéquate. Une fois les dimensions de la tête fémorale et de l'insert de polyéthylène validées, les prothèses d'essai sont retirées et les prothèses définitives sont implantées. Enfin, l'amplitude de mouvement et la stabilité de l'articulation sont évaluées une dernière fois avant de compléter la chirurgie.

L'ATH est une chirurgie bien maîtrisée qui donne d'excellents résultats; elle permet d'améliorer grandement les capacités fonctionnelles des patients, d'augmenter leur mobilité et de réduire significativement leur douleur (Bourne et al., 2009; Daras et Macaulay, 2009). Cependant, on remarque depuis une quinzaine d'années une nette augmentation du nombre d'ATH réalisées. En 2006-2007, 24 253 ATH ont été pratiquées au Canada, soit 59 % de plus qu'en 1996-1997 (ICIS, 2009). Cette augmentation est caractérisée par un remodelage du profil de la clientèle visée par l'ATH. Premièrement, le changement démographique observé dans les pays développés accroît le nombre de personnes âgées ayant recourt à une ATH (Eingartner, 2007). Deuxièmement, l'utilisation de prothèses plus performantes et de meilleures méthodes de fixation permet de pratiquer l'ATH chez de plus jeunes patients plus actifs (Allen, Ward et Haygood, 1995), alors que celle-ci était initialement destinée aux personnes âgées de faible niveau d'activité (Charnley, 1961). De plus, la proportion des ATH pratiquées chez des patients de moins de 65 ans, qui était de 32 % en 1993, excédera 50 % en 2011 (Kurtz et al., 2009).

D'autre part, les coûts annuels de santé reliés à l'ATH au Canada sont estimés à plus de 164 millions USD, et ce, en se basant sur le coût moyen d'une ATH (6766 USD \pm 119) (Antoniou et al., 2004). Ces coûts s'accroîtront davantage, puisque l'augmentation du nombre d'ATH se poursuivra dans les années à venir (Birrell, Johnell et Silman, 1999). De plus, une plus grande utilisation de prothèses de nouvelles générations plus dispendieuses entraînera des coûts supplémentaires (Bozic et al., 2006). Conséquemment, l'ATH est une chirurgie

d'avant-plan qui représente un défi économique dans un contexte d'amélioration des procédures et d'optimisation des ressources.

1.2 Problématique

Lors d'une ATH, la quantité d'outils et d'équipements chirurgicaux employés est considérable. Hormis l'équipement chirurgical orthopédique habituel, tel que maillet, ciseau, scie et impacteur, une bonne partie de l'équipement est composée de prothèses d'essai.

Tel que décrit à la section précédente, le chirurgien évalue l'amplitude de mouvement et la stabilité de l'articulation à l'aide d'IE de différentes dimensions. Puisque l'IE se loge dans la cupule métallique (Figure 1.4), le diamètre extérieur de l'IE doit s'adapter à la taille de la cupule métallique. À l'opposée, puisque l'IE reçoit la tête fémorale d'essai (Figure 1.4), le diamètre intérieur de l'IE doit s'ajuster à la taille de tête fémorale sélectionnée.

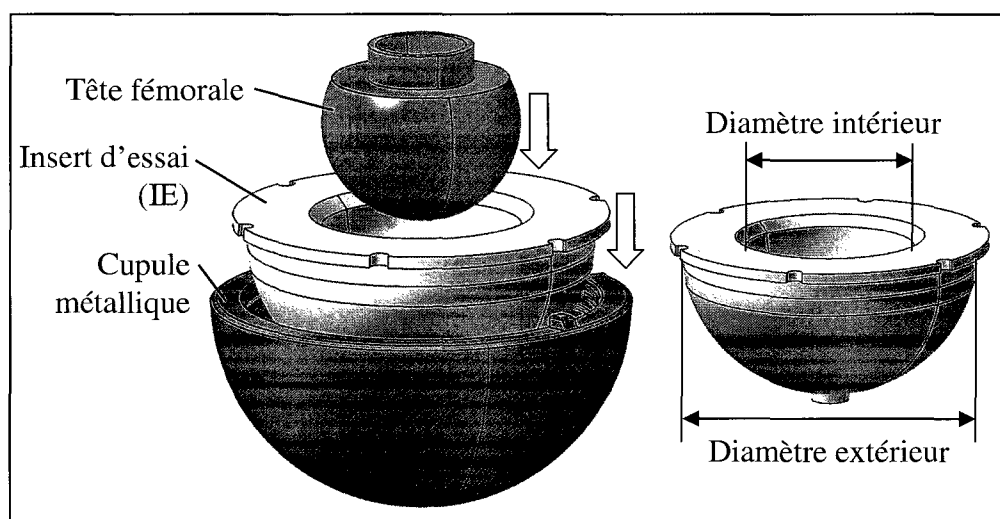


Figure 1.4 Disposition des composantes acétabulaires.

Les tailles de cupules métalliques les plus couramment utilisées varient de 36 mm à 72 mm de diamètre par incrément de 2 mm. Quant aux têtes fémorales, les tailles les plus fréquentes sont de 26, 28 et 32 mm de diamètre (ICIS, 2009).

Également, le chirurgien peut utiliser un IE qui possède une légère élévation limitant volontairement l'amplitude de mouvement dans le but de stabiliser l'articulation. Cette élévation, appelée lèvre, peut être de 10° ou 20° d'inclinaison (Figure 1.5).

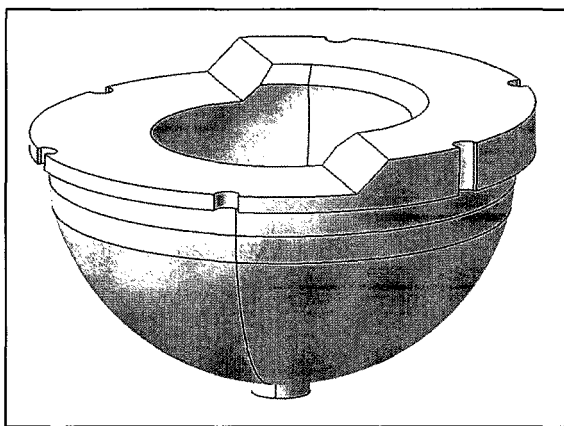


Figure 1.5 Insert d'essai avec lèvre.

En combinant toutes les dimensions et géométries possibles, on obtient plus de 153¹ IE différents. Durant une chirurgie, l'orthopédiste doit avoir à sa disposition la totalité des IE. Conséquemment, trois cabarets d'IE, dont les dimensions approximatives sont de 50 cm x 30 cm x 20 cm, sont disposés autour de la table de chirurgie et occupent une place considérable.

De plus, tous les outils chirurgicaux déployés durant l'ATH doivent être nettoyés et stérilisés. Bien qu'une infime partie des IE soit utilisée par le chirurgien, l'ensemble des trois cabarets doit être nettoyé et stérilisé. Considérant les coûts reliés à la préparation, au nettoyage, à la stérilisation et à l'entreposage des IE, une économie serait réalisée en réduisant le nombre d'IE utilisés lors des ATH.

¹ Calculé à partir des 17 diamètres de cupule métallique, des 3 diamètres de tête fémorale et des 3 inclinaisons de lèvre.

Également, une quantité réduite d'IE limiterait les manipulations d'instruments chirurgicaux, diminuant ainsi les risques d'infection. Bien que le taux d'incidence d'infection suite à une ATH soit d'environ 1,5% (Esposito et Leone, 2008), l'infection est la complication la plus redoutée de cette procédure (Kaltsas, 2004). En effet, les complications d'une infection sont plus dévastatrices que celles d'un descellement aseptique², complication la plus fréquente suite à une ATH (Masterson, Masri et Duncan, 1998). De plus, une ATH suivie d'une infection est 3 à 4 fois plus dispendieuse qu'une ATH sans infection étant donné les soins prodigués pour traiter l'infection (Dreghorn et Hamblen, 1989; Whitehouse et al., 2002).

1.3 Solution proposée

Pour diminuer le nombre d'IE utilisés lors d'une ATH, le concept d'un insert d'essai à diamètre variable (IEDV) a été proposé par Mathieu Dansereau. Cet IEDV a la particularité de changer de dimensions et de s'adapter aux multiples tailles de cupules métalliques et de têtes fémorales. L'objectif consiste à remplacer l'ensemble des IE par un seul IEDV. L'IEDV, dont le concept a été breveté (WO/2009/023971A1), représente à ce jour l'unique produit visant à réduire le nombre d'IE. Ce chapitre présente la solution proposée antérieurement.

Une approche typique en ingénierie a été utilisée; les besoins du client ont été identifiés et associés à des caractéristiques techniques propres à l'IEDV. La conception de l'IEDV a été orientée dans le but de minimiser les cinq attributs suivants (Dansereau, 2007):

- le nombre de pièces composant l'IEDV;
- le nombre de manipulations pour modifier les dimensions de l'IEDV;
- le déplacement de l'IEDV dans la cupule métallique;
- le temps pour désassembler l'IEDV;
- le nombre de manipulations pour le désassembler.

² Détachement de la prothèse sans cause infectieuse.

De plus, cinq contraintes de conception (Dansereau, 2007) ont été définies de manière à ce que le produit développé réponde à cinq critères essentiels. Ainsi, l'IEDV devait absolument :

- s'adapter aux cupules métalliques de 48 à 68 mm de diamètre;
- recevoir les têtes fémorales de diamètres 26, 28 et 32 mm;
- offrir la possibilité d'ajouter une lèvre d'inclinaison de 10° ;
- conserver les fonctions de base de l'insert d'essai conventionnel;
- être biocompatible.

La solution proposée est composée de deux sous-systèmes : un mécanisme de déploiement (Figure 1.6) qui s'adapte aux différentes tailles de cupules métalliques et de sièges interchangeables (Figure 1.6) pour recevoir différents diamètres de tête fémorale.

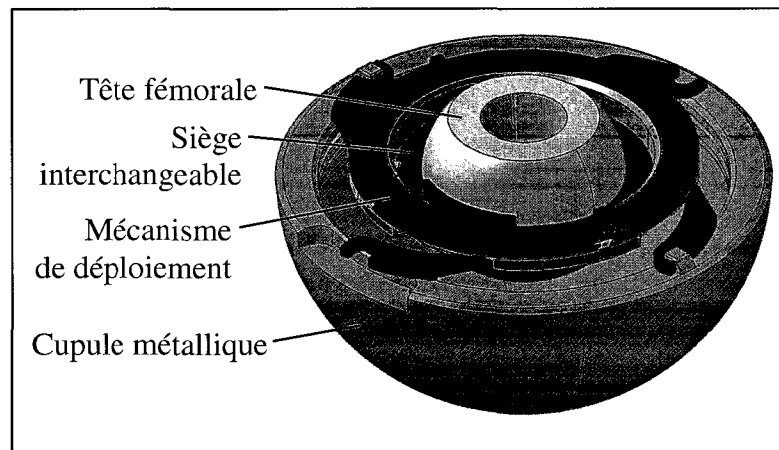


Figure 1.6 Sous-systèmes de l'insert d'essai à diamètre variable.

1.3.1 Mécanisme de déploiement

Le mécanisme de déploiement est composé d'un support, d'un disque pivotant et de 4 lamelles. Le support est la pièce maitresse sur laquelle repose le disque pivotant et à l'intérieur de laquelle les 4 lamelles coulissent (Figure 1.7).

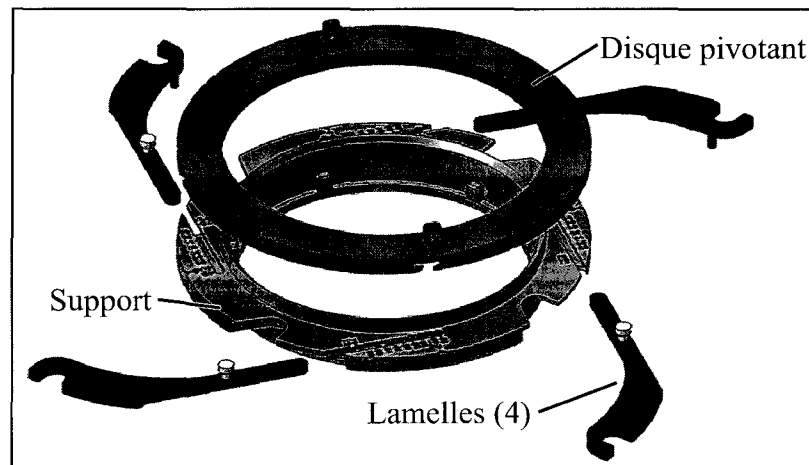


Figure 1.7 Vue explosée du mécanisme de déploiement.

Le mécanisme de déploiement a pour fonction d'activer l'entrée et la sortie des lamelles par la simple rotation du disque pivotant. Ainsi, en modifiant la portée des lamelles, l'IEDV peut s'ajuster à plusieurs tailles de cupule métallique. Pour transformer le mouvement de rotation du disque pivotant en mouvement de translation des lamelles, deux rainures et un coulisseau sont utilisés. La première rainure droite, située sur le support (Figure 1.8a), impose un mouvement de translation à la lamelle. La seconde rainure courbée, pratiquée sous le disque pivotant (Figure 1.8b), entraîne la tige en forme de T de la lamelle (Figure 1.8a) qui agit à titre de coulisseau.

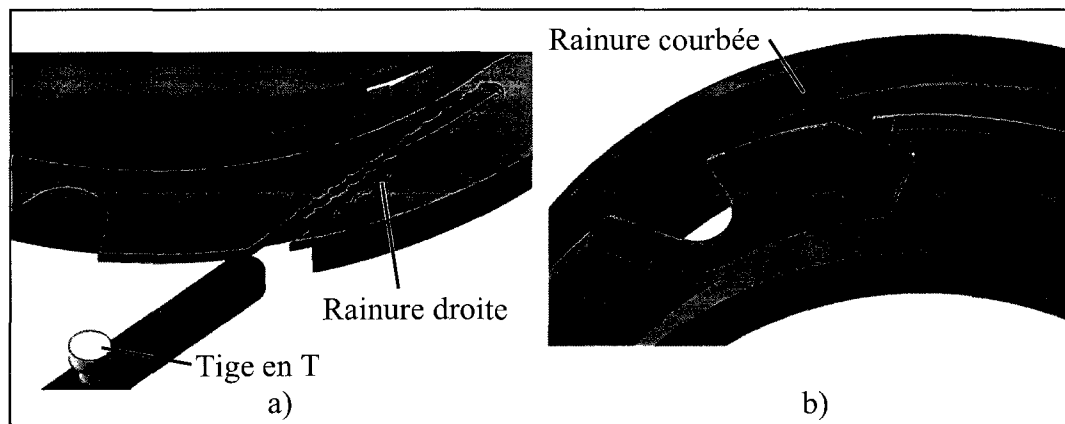


Figure 1.8 Rainures a) droite et b) courbée du mécanisme de déploiement.

Lorsque le disque pivotant tourne, il déplace la tige en T de la lamelle le long de la rainure du support. Ainsi, activé en sens antihoraire, le disque pivotant entraîne la lamelle à l'intérieur du support et réduit la portée de celle-ci (Figure 1.9).

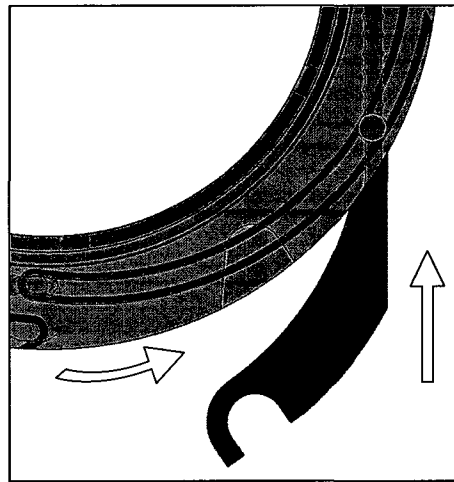


Figure 1.9 Fonctionnement du mécanisme de déploiement.

Pour permettre à l'utilisateur d'ajuster l'IEDV à la taille de cupule métallique utilisée, un sélecteur de dimension est conçu (Figure 1.10). Des crans d'arrêt, associés aux différentes tailles de cupules métalliques, sont disposés le long des rainures du support. La tige en T des lamelles agissant comme un curseur, l'utilisateur tourne le disque pivotant jusqu'à ce que celle-ci soit vis-à-vis la taille désirée. Il est à noter que le disque pivotant est semi-transparent pour permettre voir la position du curseur.

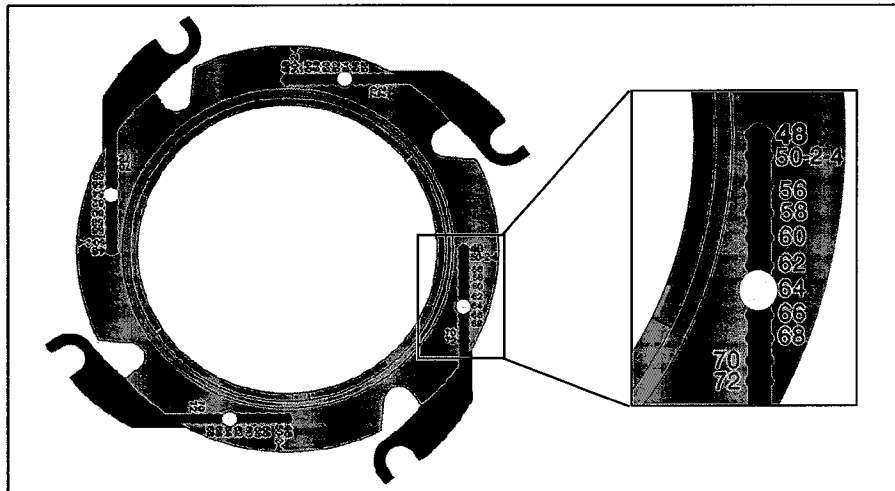


Figure 1.10 Sélecteur de dimension de l'IEDV.

Pour limiter la rotation et le mouvement entre la cupule métallique et l'IEDV, un crochet et une butée sont ajoutés à l'extrémité de chaque lamelle. Les crochets entourant les butées de la cupule métallique (Figure 1.11) empêchent la rotation de l'IEDV par rapport à cette dernière. Quant aux butées sous les lamelles (Figure 1.11), elles se heurtent au rebord intérieur de la cupule métallique et limitent la translation de l'IEDV.

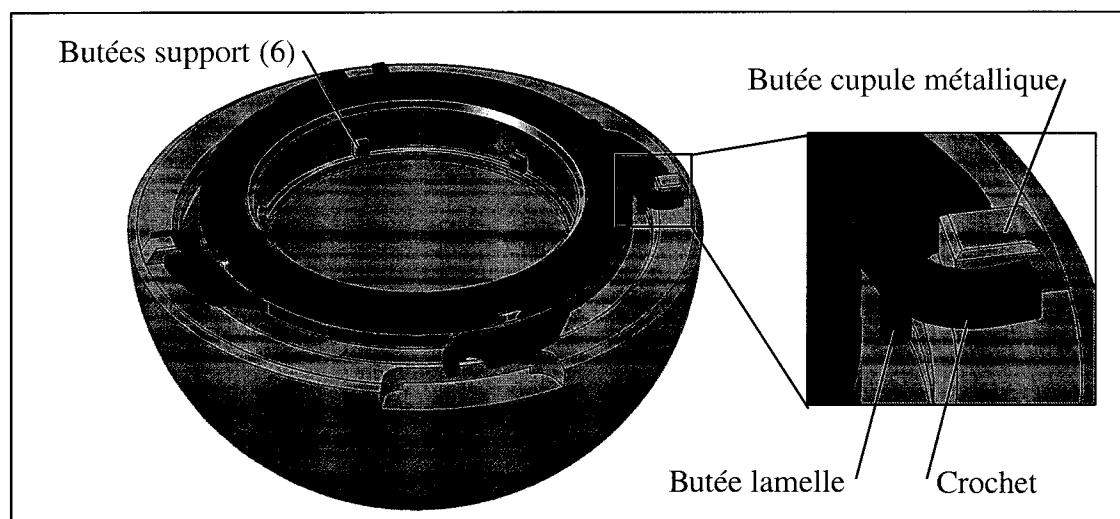


Figure 1.11 Système d'immobilisation de l'IEDV.

De plus, la cavité centrale du support reçoit les sièges interchangeables qui reçoivent à leur tour la tête fémorale. Six butées réparties au fond de la cavité centrale du support immobilisent les sièges interchangeables (Figure 1.11).

Enfin, l'acier inoxydable 316L a été sélectionné pour fabriquer les lamelles et le support. Quant à lui, le disque pivotant doit d'être transparent pour voir les graduations sur le support. Donc, un plastique rigide et transparent comme le plexiglas a été choisi.

1.3.2 Sièges interchangeables

Étant donné l'espace restreint sur le support pour y loger un mécanisme s'adaptant aux différents diamètres de tête fémorale, un système de pièces interchangeables est préconisé. Cette stratégie est employée, car peu de pièces interchangeables sont nécessaires pour couvrir les trois diamètres de tête fémorale.

Pour permettre à l'IEDV de recevoir les 3 diamètres de tête fémorale avec ou sans lèvre d'inclinaison, 6 sièges interchangeables sont requis. Ceux-ci sont faits de polyéthylène, matériau utilisé pour la fabrication des IE. La Figure 1.12 illustre deux sièges interchangeables, l'un ayant un diamètre intérieur de 32 mm avec une lèvre de 10° (Figure 1.12a) et l'autre pourvu d'un diamètre intérieur de 26 mm sans lèvre (Figure 1.12b).

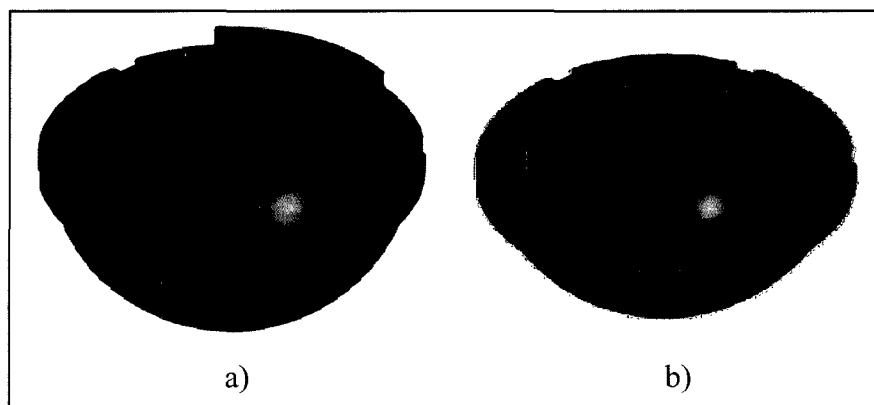


Figure 1.12 Sièges interchangeables a) avec lèvre et b) sans lèvre.

1.3.3 Capacités de l'IEDV

La solution proposée permet de remplacer 66 IE, soit ceux les plus couramment utilisés, par un seul IEDV. Celui-ci est composé d'un mécanisme de déploiement formé de 6 pièces et de 6 sièges interchangeables, ce qui représente une réduction de 82 % des composantes. En effet, le nouvel outil s'adapte aux cupules métalliques de 48 mm à 72 mm de diamètre, reçoit les 3 diamètres de tête fémorale et permet l'utilisation d'une lèvre d'inclinaison de 10 °.

L'ensemble des objectifs de conception ont été atteints; l'IEDV est composé de peu de pièces, requiert peu de manipulations pour modifier ses dimensions et est facilement démontable en peu de temps. Pour leur part, les contraintes de conception ont toutes été respectées.

1.4 Recommandations

Suite à la conception de l'IEDV, un prototype conceptuel a été fabriqué par dépôt de matière en fusion (FDM) pour évaluer les performances du mécanisme de déploiement et la fonctionnalité générale du nouvel outil. Lors de cette analyse, trois recommandations ont été émises.

En premier lieu, la fabrication d'un prototype a permis de mettre en perspective les dimensions de l'IEDV et de constater à quel point certaines pièces étaient menues. Certains détails très fins, notamment les crans d'arrêt du support, n'ont pu être évalués, car ils étaient tout simplement absents sur le prototype. Suite à cette observation, on a conclu que la conception du sélecteur de dimensions devait être revue. En effet, il est impossible qu'un utilisateur puisse lire d'aussi petits caractères (1 mm) à travers le disque pivotant en plexiglass et qui plus est, taché de sang. De plus, une grande précaution serait nécessaire pour s'assurer que les 4 lamelles offrent la même portée. Puisque chaque rainure est munie de crans d'arrêts, il est probable qu'une lamelle reste coincée à une position différente des

autres. Ainsi, l'utilisation du sélecteur de dimensions doit être facilitée et sa précision rehaussée.

Deuxièmement, on a observé que les sièges interchangeables ne restaient pas en place à l'intérieur du support. Bien que les butées au fond de la cavité centrale du support bloquent la rotation du siège, ce dernier se soulève aisément et sort du support. Un mécanisme d'immobilisation simple du siège doit être conçu.

Enfin, étant donné la complexité et les petites dimensions de certaines pièces, la résistance mécanique de celles-ci a pu être questionnée. Il est donc impératif qu'une étude de la résistance mécanique soit effectuée pour évaluer le concept précédemment présenté. Également, pour offrir un produit fonctionnel, une comparaison de l'amplitude de mouvement permis par l'IEDV et les IE doit être réalisée.

1.5 Objectif principal et objectifs spécifiques

L'objectif principal de ce projet de maîtrise est d'améliorer et d'évaluer la solution antérieurement proposée par Mathieu Dansereau, afin d'orienter les futures phases d'optimisation et de validation. Ainsi, à partir des recommandations citées précédemment, trois objectifs spécifiques sont définis pour orienter la nature des travaux du présent projet de maîtrise.

Objectif 1 Améliorer le concept précédemment détaillé pour le rendre fonctionnel :

- Augmenter la résistance mécanique globale de l'IEDV;
- Revoir la conception du sélecteur de dimension. Le nouveau système doit permettre de sélectionner facilement et avec précision le diamètre extérieur de l'IEDV;
- Concevoir un système permettant d'immobiliser les sièges interchangeables au fond du support.
- Fabriquer un prototype géométrique dans le but d'évaluer les performances des nouveaux systèmes proposés.

Suite à l'atteinte de l'objectif 1, deux objectifs sont définis.

Objectif 2 Évaluer l'amplitude de mouvement permis par l'IEDV et le comparer à celles des IE actuellement utilisés.

Objectif 3 Évaluer la résistance mécanique statique de l'IEDV :

- Définir les conditions de chargements;
- Simuler numériquement les conditions de chargements définies par la méthode des éléments finis;
- Reproduire expérimentalement les conditions de chargements définies afin de valider la simulation numérique.

CHAPITRE 2

MÉTHODOLOGIE

Pour atteindre les trois objectifs établis, la nature des travaux réalisés et la justification de ces derniers sont détaillées dans le présent chapitre. En premier lieu, la stratégie mise de l'avant pour améliorer la solution proposée et évaluer ces améliorations est élaborée. Ensuite, la méthodologie utilisée pour évaluer l'amplitude de mouvement permis par l'IEDV est abordée. Enfin, la méthode déployée pour évaluer la résistance mécanique de l'IEDV est exposée.

2.1 Amélioration du concept proposé

Afin d'orienter et d'encadrer cette étape d'amélioration, des contraintes sont définies. Premièrement, le mécanisme de déploiement, étant le cœur de ce nouveau produit, doit être conservé. Cependant, les géométries et les dimensions des composantes peuvent être modifiées. Deuxièmement, les attributs et contraintes énumérés à la section 1.3 « Solution proposée » doivent être respectivement minimisés et respectés dans le cadre de cette étape d'amélioration. Enfin, en se basant sur l'envergure et la complexité de la tâche à accomplir, une hiérarchie est établie entre les trois sous-objectifs à atteindre. L'augmentation de la résistance mécanique de L'IEDV représente un défi majeur considérant les contraintes dimensionnelles et fonctionnelles qui limitent d'éventuelles modifications. Elle est ainsi priorisée, suivie de la modification du sélecteur de dimensions et de la conception d'un système de blocage du siège. Par exemple, une modification au sélecteur de dimensions qui réduit la résistance mécanique ou qui gêne l'augmentation de la résistance mécanique est refusée. Les trois sous chapitres suivants détaillent l'approche utilisée pour améliorer le concept proposé.

2.1.1 Augmentation de la résistance mécanique

L'augmentation de la résistance mécanique de l'IEDV passe avant tout par l'accroissement de la résistance mécanique des lamelles. En effet, les lamelles sont les pièces les plus sollicitées mécaniquement de l'IEDV. Ainsi, les modifications apportées visent principalement à minimiser les contraintes observées au niveau des lamelles. Considérant les contraintes dimensionnelles et fonctionnelles à respecter, il est difficile d'augmenter significativement la résistance mécanique de l'IEDV sans affecter son fonctionnement ou ses performances; un compromis doit être fait.

Le compromis envisagé concerne la portée des lamelles. Tel que conçu, l'IEDV s'adapte aux cupules métalliques allant jusqu'à 72 mm de diamètre, alors que les exigences à ce sujet sont d'atteindre 68 mm. Ainsi, réduire la portée des lamelles, tout en respectant les contraintes fonctionnelles, permet de reconfigurer le mécanisme de déploiement et de modifier la géométrie des composantes. Dans un premier temps, des modifications géométriques sont apportées pour réduire les moments de flexion et de torsion générés lorsque l'IEDV est chargé. Ensuite, les dimensions des composantes de l'IEDV sont optimisées pour accroître la rigidité intrinsèque de celles-ci.

2.1.1.1 Modifications géométriques

Les lamelles, insérées dans le support, se comportent sensiblement comme des poutres encastrées soumises à un moment de flexion. En effet, la force « F » appliquée à l'extrémité de la portion en porte à faux de la lamelle crée un moment de flexion (Figure 2.1).

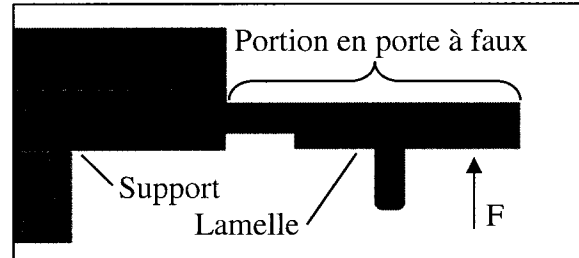


Figure 2.1 Lamelle soumise à un moment de flexion.

La théorie de la résistance des matériaux stipule que plus la portion en porte à faux est longue, plus les contraintes perçues à l'encastrement sont élevées. Ainsi, en réduisant la portion en porte à faux des lamelles, on réduit les contraintes de flexion et on augmente la capacité de l'IEDV à résister à de plus grands chargements.

Concernant la torsion subie par la lamelle, celle-ci est due à sa forme en L. En effet, la force « F » appliquée à une distance « l » de l'axe central de la lamelle (Figure 2.2), appelée bras de levier, génère un moment de torsion.

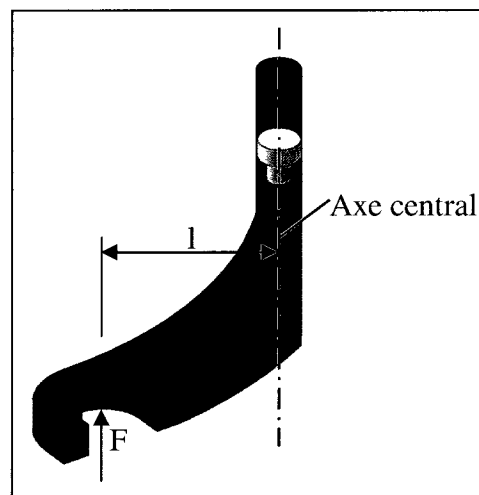


Figure 2.2 Lamelle soumise à un moment de torsion.

De plus, l'amplitude des contraintes de cisaillement, due au moment de torsion, est proportionnelle à la longueur du bras de levier. Ainsi, la géométrie de la lamelle est modifiée de manière à minimiser le bras de levier dans le but de réduire les contraintes observées sur la lamelle.

2.1.1.2 Modifications dimensionnelles

En observant la vue de coupe 3D à la Figure 2.3a et mise à plat à la Figure 2.3b, on constate que très peu d'espace est disponible pour accroître les dimensions des composantes.

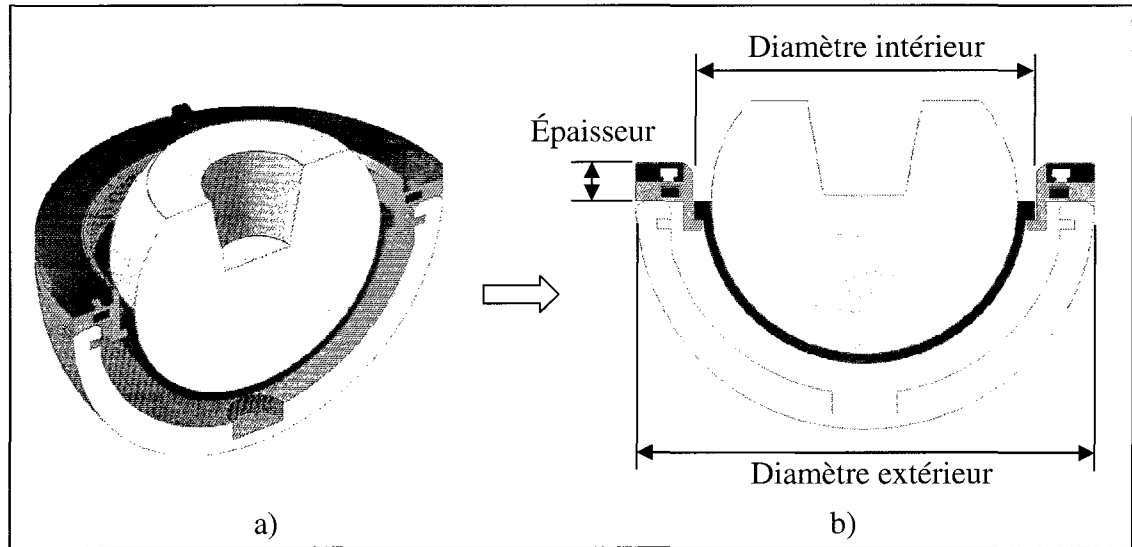
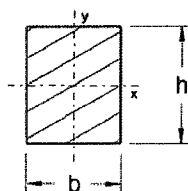


Figure 2.3 Vues a) de coupe 3D et b) de section de l'IEDV.

En effet, les diamètres intérieur et extérieur (Figure 2.3b) du support sont régis par les dimensions de la plus grosse tête fémorale et de la plus petite cupule métallique, soient respectivement 32 mm et 48 mm (tailles montrées à la Figure 2.3). Le diamètre extérieur de l'IEDV ne doit pas excéder 48 mm et le diamètre intérieur de l'IEDV ne peut être inférieur à 32 mm plus deux fois l'épaisseur minimale du siège. Le diamètre extérieur étant déjà à 48 mm, seul le diamètre intérieur peut être modifié. Cependant, la marge de manœuvre est très faible, car ceci implique une réduction de l'épaisseur du siège.

La seule autre dimension modifiable reste l'épaisseur de l'IEDV (Figure 2.3b). Les lamelles, principalement sollicitées en flexion, sont particulièrement favorisées par une augmentation en épaisseur. Une élévation de la hauteur « h » de la section des lamelles accroîtrait exponentiellement leur résistance à la flexion exprimée par le moment d'inertie I_x (Équation 2.1).



$$I_x = \frac{b \cdot h^3}{3}$$

(2.1)

Bien qu'aucune contrainte ne contrôle l'épaisseur de l'IEDV, il est important de considérer qu'une augmentation de l'épaisseur entraîne une réduction de l'amplitude de mouvement permis par l'IEDV (Figure 2.4).

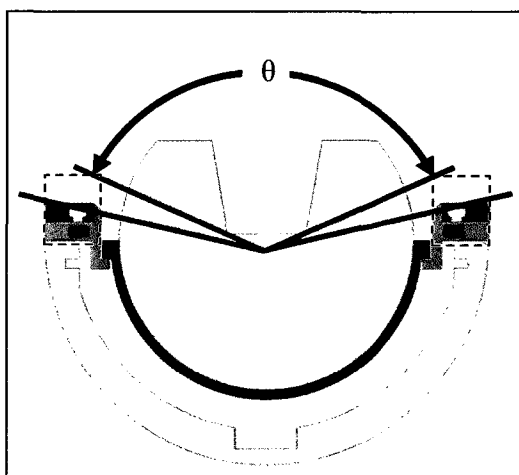


Figure 2.4 Réduction de l'amplitude de mouvement.

Conscient de cet impact, l'épaisseur est augmentée de manière à maximiser la résistance en flexion tout en conservant une amplitude de mouvement comparable à celle d'un IE.

2.1.2 Modification du sélecteur de dimensions

En plus des critères de conception posés en début de chapitre, d'autres exigences sont établies spécifiquement pour la révision du sélecteur de dimensions de l'IEDV. Premièrement, la conception du nouveau sélecteur doit être réalisée à partir des composantes existantes de l'IEDV. Dans le même ordre d'idée, le nouveau sélecteur doit faire partie intégrante de l'IEDV et son utilisation ne peut faire appel à tout autre outil externe; le

chirurgien doit être capable de modifier la taille de l'IEDV uniquement à l'aide de ses mains. Ces contraintes additionnelles visent à simplifier le fonctionnement et l'utilisation de l'IEDV.

En se basant sur les recommandations énumérées au chapitre 1 « Définition du projet », les modifications planifiées visent à améliorer la facilité d'utilisation du sélecteur et la précision du mécanisme. La stratégie proposée consiste à relocaliser les crans d'arrêt, logés initialement le long des quatre rainures du support, sur le disque pivotant (Figure 2.5).

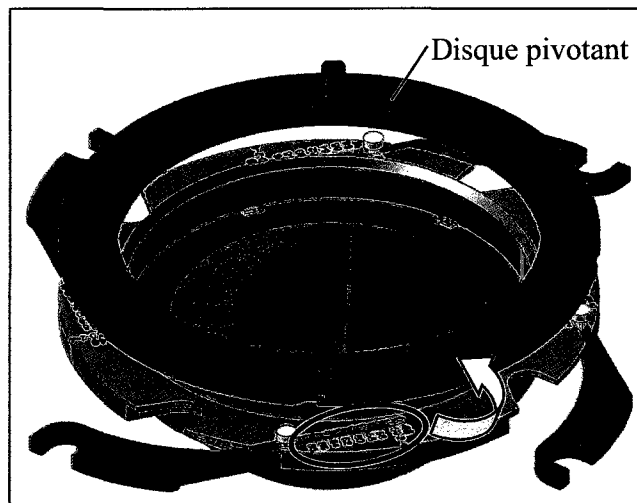


Figure 2.5 Relocalisation des crans d'arrêt.

L'objectif de cette modification est d'immobiliser simultanément les quatre lamelles à l'aide du disque pivotant au lieu de fixer individuellement chacune d'elles au support. Puisque le disque pivotant contrôle le déplacement des lamelles, il suffit d'immobiliser ce dernier pour bloquer le mouvement des lamelles. Ainsi, une seule série de crans d'arrêt est nécessaire et la visibilité du sélecteur est améliorée, car le disque pivotant est la pièce la plus apparente de l'IEDV.

2.1.3 Conception du mécanisme de blocage du siège

Pour cette dernière amélioration apportée à l'IEDV, les contraintes de conception sont exactement les mêmes que pour le sélecteur de dimensions. L'objectif est d'insérer le siège

rapidement sur le support et de s'assurer que ce dernier reste immobile. Pour ce faire, les mouvements de rotation et de translation du siège doivent être bloqués. La stratégie proposée est de concevoir un mécanisme s'apparentant à une serrure. Il suffit d'insérer le siège au fond du support et de le faire pivoter pour le verrouiller (Figure 2.6).

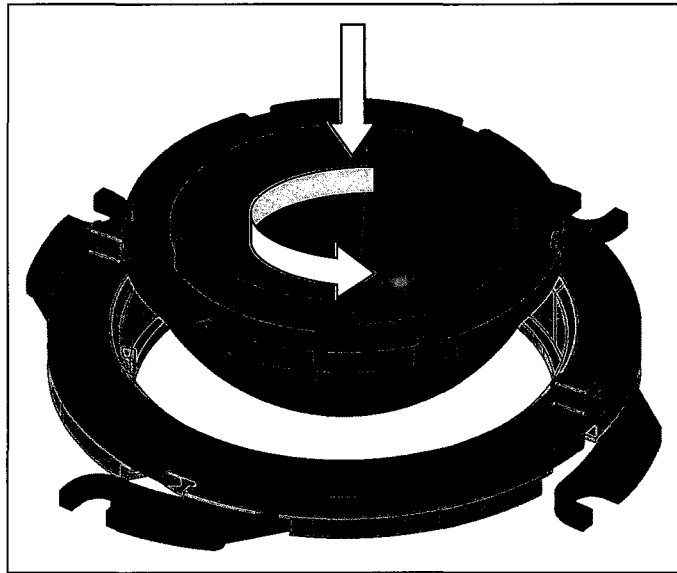


Figure 2.6 Verrouillage du siège.

Ainsi, le soulèvement du siège, décrit à la section 1.4 « Recommandations », est éliminé tout en permettant au siège de se poser et de se retirer rapidement.

2.1.4 Fabrication du prototype géométrique

La dernière étape nécessaire à l'atteinte de l'objectif 1 consiste à fabriquer un prototype géométrique qui permettra d'évaluer les améliorations apportées à l'IEDV. En premier lieu, la liste des caractéristiques désirées du prototype est détaillée en fonction de la nature des tâches qu'il devra accomplir. Ces caractéristiques orientent le choix du procédé de fabrication utilisé pour réaliser le prototype. De plus, la disponibilité des procédés et leurs coûts d'utilisation influencent la sélection finale du procédé. Enfin, les différentes étapes de fabrication sont détaillées et les critères d'évaluation du prototype sont posés.

Le prototype employé doit permettre l'utilisation du mécanisme de déploiement et des sièges interchangeables. De plus, aucune charge n'est appliquée pour évaluer ce prototype; seuls le mécanisme en-soi et l'interaction des composantes sont évalués.

Maintenant que la fonction de ce prototype est définie, voici les caractéristiques physiques qu'il doit posséder. D'abord, les pièces fabriquées doivent avoir une bonne précision dimensionnelle et géométrique. En effet, pour permettre l'assemblage des composantes et étant donné la petite taille des pièces, une précision minimale de $\pm 0,25$ mm est nécessaire. Également, le fini de surface des pièces doit être suffisamment lisse pour permettre aux pièces de coulisser librement sans adhérence. Enfin, aucune exigence minimale au niveau des propriétés mécaniques du matériau n'est requise, puisque le prototype n'est pas sollicité mécaniquement.

Pour des raisons de coûts et de délais de fabrication, seuls les procédés de prototypage rapide sont considérés dans la recherche du procédé de fabrication. Plusieurs d'entre eux satisfont les critères détaillés, notamment la stéréolithographie (SLA), le FDM et plusieurs procédés regroupés sous le terme d'impression 3D (3DP). Étant peu coûteux, facile d'utilisation et disponible à l'ÉTS, le FDM est le procédé sélectionné pour la fabrication de ce prototype (*Voir annexe III, p.127*).

Avant de débiter la fabrication à l'aide de la machine Prodigy Plus (Stratasys, Eden Prairie, MN), quelques étapes de préparation sont nécessaires. D'abord, la modélisation numérique doit être adaptée en vue de la fabrication. Un jeu est prévu pour permettre aux pièces de coulisser entre elles. Ce jeu, calculé en fonction de la précision de la machine (*Voir annexe III, p.128*), est établi à 0,2 mm. Ensuite, la géométrie des pièces est importée dans un logiciel de prétraitement, Insight 6.1 (Stratasys, Eden Prairie, MN), par l'intermédiaire de fichiers STL. De là, les paramètres de fabrication sont sélectionnés de manière à maximiser la précision et la résistance mécanique des pièces fabriquées. Également, le matériau de fabrication utilisé est l'acrylonitrile butadiène styrène (ABS) (*Voir annexe III, p.129*). La

fabrication terminée, un léger sablage est nécessaire pour éliminer les bavures et lisser davantage les surfaces.

La dernière étape avant de juger de la fonctionnalité de l'IEDV est d'établir des critères d'évaluation. Concernant le nouveau sélecteur de dimensions, cinq critères sont définis :

- Visibilité des dimensions;
- Capacité d'atteindre toutes les dimensions;
- Capacité de distinguer deux dimensions voisines;
- Capacité d'immobiliser les quatre lamelles à la même portée;
- Nombre de manipulations nécessaires pour modifier la dimension.

Pour le système de blocage du siège, deux critères d'évaluation sont posés :

- Capacité d'immobiliser complètement le siège;
- Nombre de manipulations nécessaires pour poser et enlever un siège.

Afin de vérifier l'atteinte des critères subjectifs, une évaluation dichotomique est effectuée par trois personnes. Par exemple, puisqu'il est difficile de quantifier objectivement la visibilité des dimensions, ce critère ne peut qu'être atteint ou non.

2.2 Évaluation de l'amplitude de mouvement

Ce chapitre détaille la méthodologie employée pour évaluer l'amplitude de mouvement de l'IEDV et de l'IE. Dans un premier temps, les prémisses orientant la méthodologie sont posées de manière à atteindre l'objectif énoncé. Ensuite, les procédures employées lors des diverses expérimentations sont détaillées.

Appelé à remplacer l'ensemble des IE, l'IEDV devra offrir la même amplitude de mouvement que ces derniers. Ainsi, il est important de comparer l'amplitude de mouvement permis par l'IEDV et par les IE. Pour ce faire, les considérations suivantes encadrent la nature des expérimentations.

La taille de la cupule métallique n'a aucune influence sur l'amplitude de mouvement, car le contact a lieu entre le col fémoral et l'IE. Seuls le diamètre de la tête fémorale et la géométrie du col fémoral influencent l'amplitude de mouvement. Ainsi, l'amplitude de mouvement est évaluée uniquement pour les trois tailles de tête fémorale. Également, puisque plusieurs modèles de tige fémorale existent, il serait ardu et peu pertinent de tous les évaluer. Ainsi, un col fémoral standardisé de forme cylindrique (Figure 2.7) est employé pour évaluer l'amplitude de mouvement de l'IEDV et de l'IE.

L'évaluation de l'amplitude de mouvement est réalisée sous la forme d'une simulation cinématique à l'aide du module « Assembly design » du logiciel CATIA V5 R18. Ne disposant pas de toutes les prothèses conventionnelles, têtes fémorales et IE, celles-ci sont modélisées à partir des données du fabricant (Zimmer Inc., 1998). Les composantes de l'IEDV sont également modélisées et assemblées (Figure 2.7).

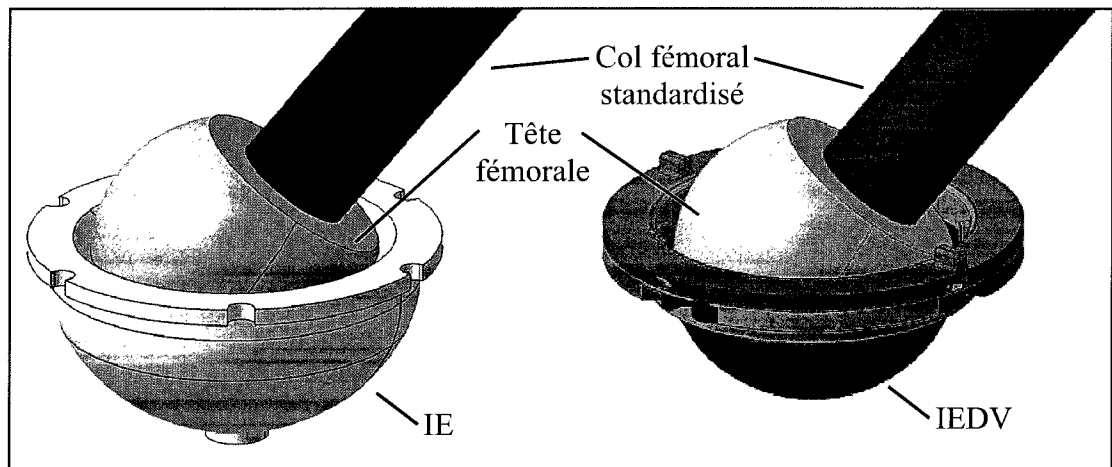


Figure 2.7 Composantes utilisées lors de la simulation cinématique.

À tour de rôle, l'amplitude de mouvement des IE et de l'IEDV est déterminée lorsque ceux-ci sont utilisés avec une tête fémorale de 26 mm, 28 mm et 32 mm de diamètre. À partir de la position verticale, le col fémoral standardisé est incliné jusqu'à ce qu'il entre en contact avec l'IE et l'IEDV. Ensuite, l'angle entre la verticale et l'axe du col fémoral est calculé (Figure 2.8). Cet angle, nommé α , représente la moitié de l'amplitude de mouvement permis.

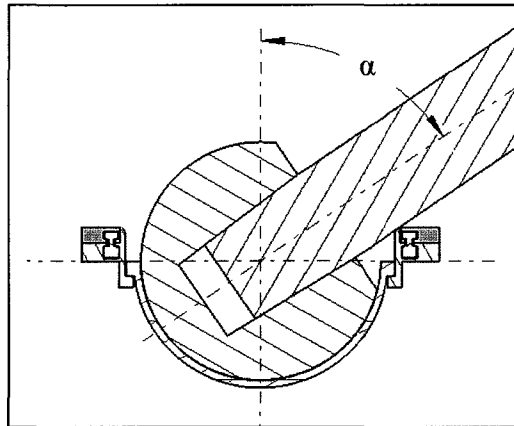


Figure 2.8 Demi-amplitude de mouvement obtenue par simulation cinématique.

Bien que ces résultats reposent sur des calculs trigonométriques simples, il est intéressant de comparer ces résultats à ceux obtenus lors de la manipulation de composantes réelles. Cette comparaison vise à assurer la précision et la justesse de la méthode numérique proposée. Ne disposant que d'une tête fémorale de 32 mm de diamètre, l'amplitude de mouvement permis par l'IEDV pour cette dimension de tête fémorale est comparée à celle obtenue numériquement. Pour ce faire, le prototype géométrique de l'IEDV, une tête fémorale de 32 mm, un bloc support et un simulateur de tige fémorale, semblable au col fémoral standardisé, composent le matériel manipulé pour valider la méthode numérique (Figure 2.9).

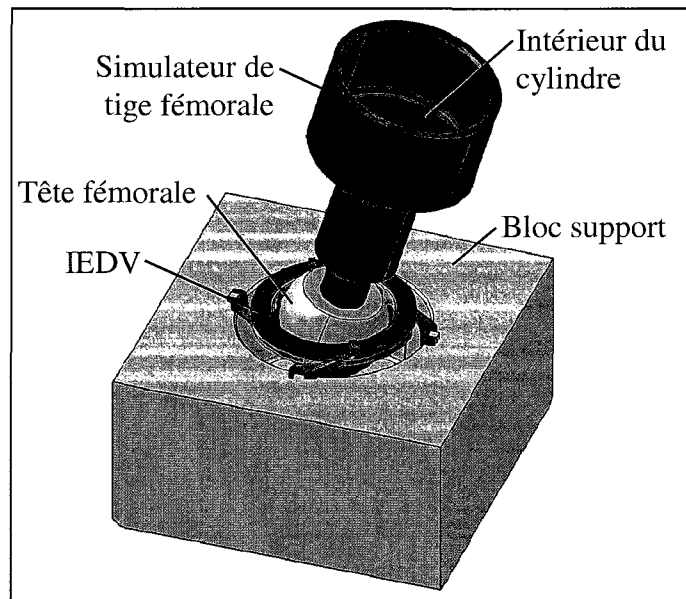


Figure 2.9 Composantes utilisées pour évaluer l'amplitude de mouvement.

Une caméra à capture de mouvement Optotrak 3020 (NDI, Waterloo, ON) et un pointeur sont utilisés pour déterminer l'angle entre la verticale et l'axe du simulateur de tige fémorale. La caméra enregistre la position du pointeur lorsque ce dernier palpe divers surfaces. Trois points à l'intérieur du cylindre du simulateur de tige fémorale et trois points sur le dessus du bloc support sont enregistrés. Ces coordonnées sont analysées pour déterminer l'orientation du simulateur de tige fémorale. L'amplitude de mouvement obtenue expérimentalement est comparée à celle déterminée numériquement afin de valider la méthodologie présentée.

2.3 Évaluation de la résistance mécanique

Dans le cadre du développement de l'IEDV, une première étude de la résistance mécanique est réalisée. Elle a comme objectif d'illustrer le comportement de l'IEDV lorsqu'il est chargé et mettra en relief ses faiblesses et ses lacunes de conception. Enfin, les résultats de cette étude serviront de référence pour orienter les futures phases d'optimisation.

Afin de caractériser le réel comportement de l'IEDV lors de son utilisation durant une ATH, des conditions de chargements critiques sont définies. Ces conditions sont reproduites grâce à une simulation numérique, utilisant la méthode des éléments finis, qui permet d'évaluer la résistance mécanique de L'IEDV. Cependant, l'interaction modélisée numériquement entre l'IEDV et son environnement et entre les pièces qui le composent doit être validée. Pour ce faire, des conditions de chargement contrôlé, semblable aux conditions critiques, sont reproduites expérimentalement à l'aide d'un banc d'essai et numériquement à l'aide de la dite simulation. Les résultats numériques et expérimentaux sont comparés afin de valider la composition de la simulation numérique. Une fois la simulation numérique validée, les conditions de chargement critiques sont reproduites et le comportement de l'IEDV est analysé dans le but d'identifier les faiblesses mécaniques de ce dernier.

En premier lieu, la suite de cette section détaille les conditions de chargement critique et contrôlé appliquées à l'IEDV lors de la simulation numérique et des essais expérimentaux. Ensuite, l'élaboration de modèles par éléments finis réalisés pour la simulation numérique est

illustrée. Enfin, les moyens déployés pour réaliser les essais expérimentaux afin de valider les résultats numériques sont exposés.

2.3.1 Définition des conditions de chargement

Étant donné la grande mobilité d'une articulation sphérique comme la hanche, la grandeur et l'orientation de la force perçue au niveau de L'IE varient continuellement en fonction des manipulations effectuées par le chirurgien. Ainsi, il est très difficile de définir les conditions de chargements réelles rencontrées lors d'une ATH et encore plus de cibler avec certitudes les conditions les plus sévères parmi la multitude observée.

La stratégie proposée consiste à élaborer les conditions de chargement critiques qui sollicitent le plus sévèrement l'IEDV en fonction de sa géométrie. Les orientations et la grandeur des forces les plus rigoureuses sont définies de manière indépendante, puis réunies pour former les conditions de chargement critiques. Ces dernières sont destinées à l'évaluation de la résistance mécanique de l'IEDV à l'aide de la simulation numérique validée.

Les chargements contrôlés, utilisés lors des essais expérimentaux et lors de la validation de la simulation numérique, sont de mêmes natures que les conditions critiques à l'exception qu'ils provoquent un comportement plus prévisible de L'IEDV. En effet, l'IEDV sera guidé axialement en direction de la force appliquée, évitant ainsi toute instabilité. Les sections suivantes détaillent la méthode employée pour définir les orientations et la grandeur des forces formant les conditions de chargements critiques et contrôlés.

2.3.1.1 Orientations des forces

L'orientation des forces appliquées est sélectionnée de manière à provoquer les plus grands efforts mécaniques au niveau de l'IEDV. Tel que mentionné précédemment, les lamelles représentent les pièces les moins résistantes. Lorsqu'elles sont sollicitées, les lamelles

subissent deux types de flexion : latérale et frontale. Les forces de réaction (Figure 2.10a) situées à l'extrémité des lamelles, font fléchir celles-ci latéralement autour de l'axe vertical et frontalement autour de l'axe horizontal (Figure 2.10b).

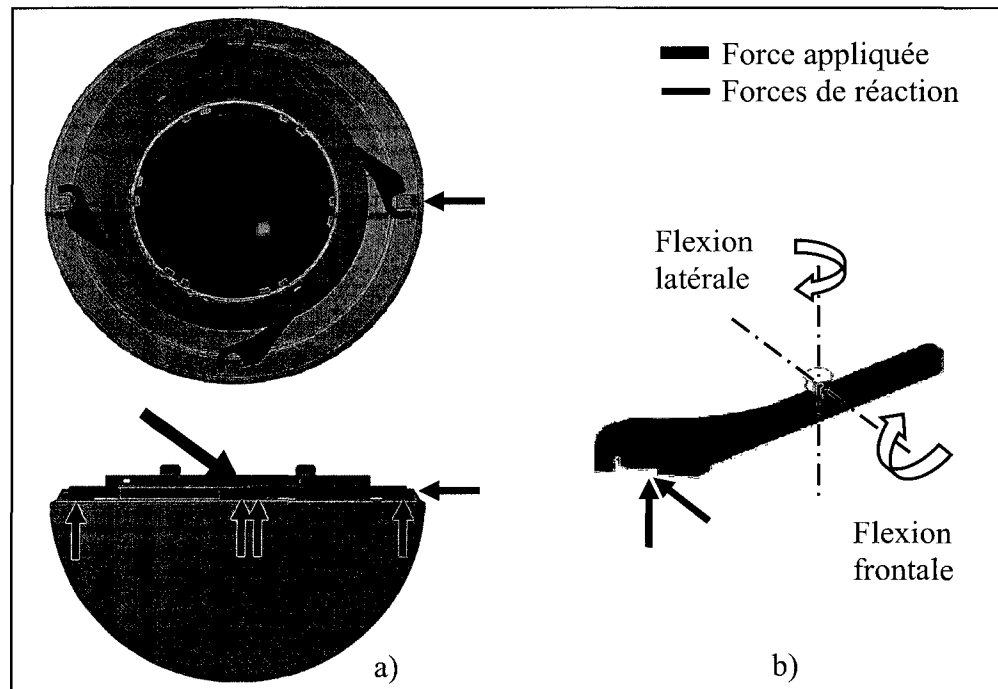


Figure 2.10 a) Forces appliquée et de réaction b) flexion double de la lamelle.

L'orientation de la force appliquée sur l'IEDV influence les forces de réaction et, par le fait même, la nature du fléchissement des lamelles. Dans un premier cas de chargement, la force appliquée est orientée verticalement pour maximiser la flexion frontale (Figure 2.11).

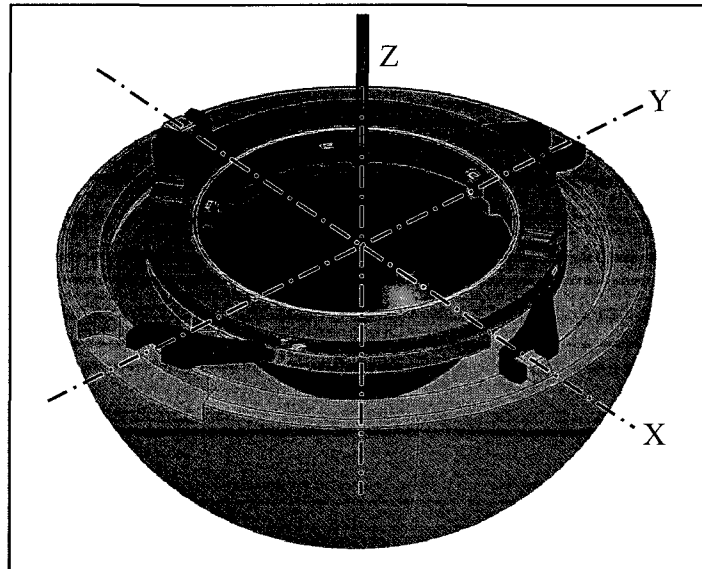


Figure 2.11 Condition de chargement #1.

Pour maximiser la flexion latérale de la lamelle, la force appliquée doit être la plus inclinée possible vers l'horizontale. Puisque la force est appliquée par la tête fémorale via la tige fémorale, la position la plus horizontale a lieu lorsque le col fémoral est en contact avec l'IEDV. L'angle entre cette position et la verticale, nommé α , est déterminé lors de l'évaluation de l'amplitude de mouvement. Ainsi, la force appliquée est inclinée à angle α par rapport à l'axe vertical Z (Figure 2.12). Toutefois, la force appliquée est libre de rotation autour de Z et doit être fixée dans le plan XY. Deux directions dans le plan XY, qui favorisent la flexion latérale, sont identifiées. Ces deux directions concentrent les efforts principalement sur trois lamelles, mais sollicitent celles-ci de manière différente. Ainsi, pour le deuxième cas de chargement, la force appliquée est orientée en direction de l'axe des Y où les efforts mécaniques sont concentrés sur les lamelles 1, 2 et 3 (Figure 2.12).

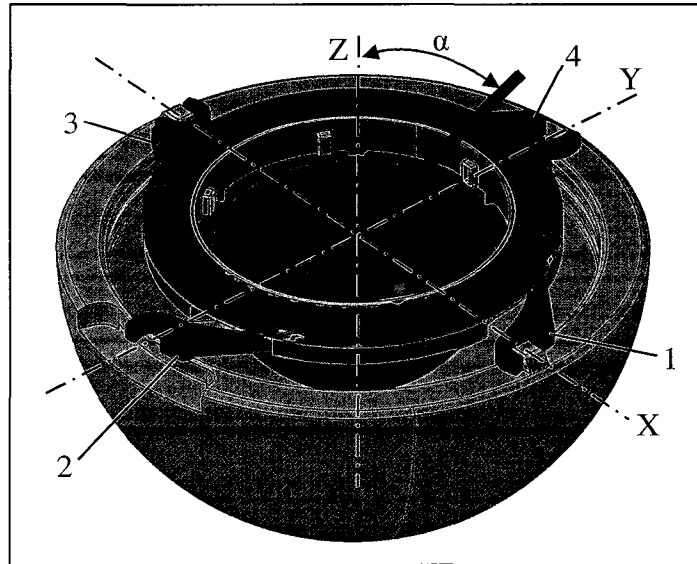


Figure 2.12 Condition de chargement #2.

Pour le troisième cas de chargement, la force appliquée est orientée en direction de l'axe des X où les efforts mécaniques sont concentrés sur les lamelles 1, 2 et 4 (Figure 2.13).

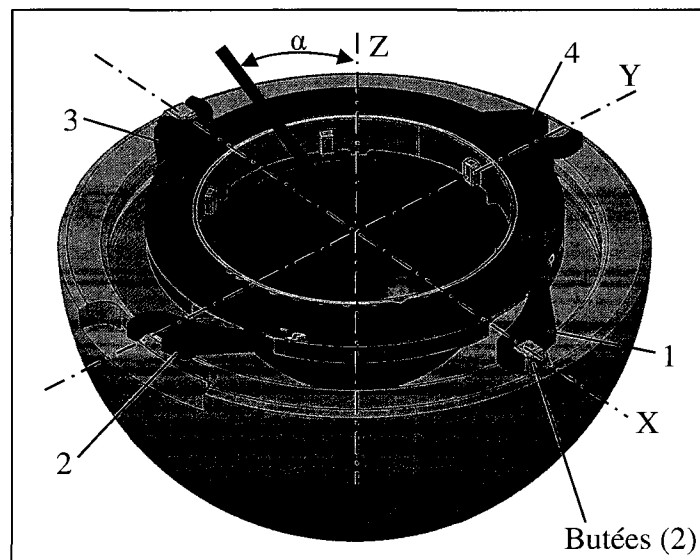


Figure 2.13 Condition de chargement #3.

La différence majeure entre les conditions de chargement #2 et #3 réside dans le fait que les lamelles réagiront différemment, puisque deux d'entre elles utilisent les butées de la cupule métallique (Figure 2.13) pour immobiliser l'IEDV. Dans la condition de chargement #2, la

force est appliquée perpendiculairement aux butées, tandis que la force est appliquée parallèlement à ces dernières pour la condition de chargement #3.

2.3.1.2 Amplitude des forces

L'amplitude de la force appliquée est celle de la plus grande force statique susceptible d'être observée au niveau de l'IE lors d'une ATH. On considère que seule la masse du membre inférieur exerce une force sur l'IE durant les manipulations réalisées par le chirurgien pour vérifier la stabilité de la hanche. Pour définir cette force, il faut d'abord établir la position du membre inférieur qui génère la force maximale au niveau de l'IE.

Lorsque l'IE est en place, deux manipulations sont effectuées pour vérifier la stabilité de la hanche. La première consiste en une extension complète de la cuisse suivie d'une rotation externe totale (Figure 2.14a). La seconde manipulation est composée d'une flexion complète et d'une rotation interne totale (Figure 2.14b) (McCollum et Gray, 1990).

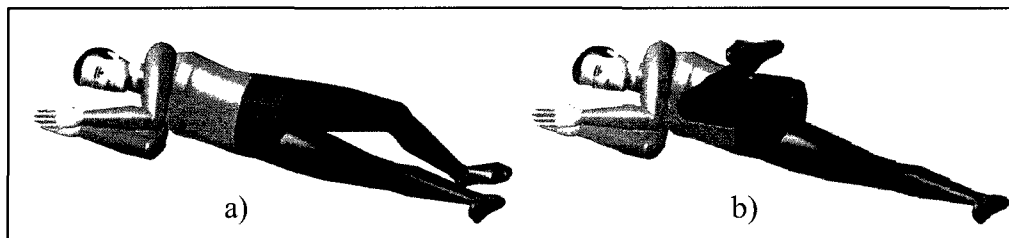


Figure 2.14 Positions du membre inférieur lors des manipulations de stabilité.

Pour atteindre ces positions, le membre inférieur passe par une multitude de positions intermédiaires qui sollicitent toutes différemment l'IE. Pour éviter une étude cinématique laborieuse qui tenterait d'établir la position intermédiaire la plus sévère, une approche simplificatrice est employée; en se basant sur les principes fondamentaux de la statique, la position du membre inférieur qui génère une force maximale au niveau de la hanche est sélectionnée. Cette position doit tenir compte des amplitudes de mouvement du membre inférieur et du fait que le patient est couché sur le côté.

La position retenue consiste à orienter la cuisse à la verticale pour concentrer sa masse au-dessus de la hanche et ainsi maximiser le poids appliqué sur l'articulation. La jambe, manipulée par le chirurgien, reste à l'horizontale. De plus, il est improbable qu'elle se retrouve à la verticale lors des ces manipulations (Figure 2.15).

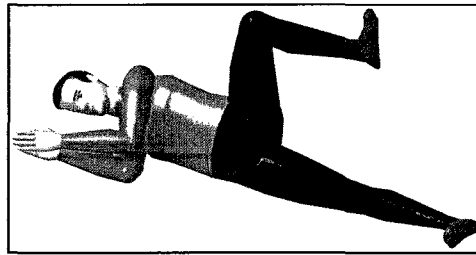


Figure 2.15 Position critique du membre inférieur.

Ensuite, pour quantifier cette force, la masse et les dimensions de la cuisse, de la jambe et du pied sont déterminées. Les données anthropométriques d'un homme américain se situant dans les 95 percentiles sont utilisées (Allard et Blanchi, 2000; McDowell et al., 2005; NASA, 2009). En choisissant ces données, on s'assure que la force calculée est 95 % du temps supérieure à la force réellement perçue lors d'une ATH. Après résolution mathématique, la charge maximale susceptible d'être appliquée sur un IE durant une ATH est estimée à 150 N. (Voir annexe I, p.120)

2.3.2 Simulation numérique par éléments finis

La simulation numérique est réalisée dans le module « Generative Structural Analysis » de CATIA V5 R18. La stratégie proposée consiste à diviser la simulation en deux modèles numériques ayant des fonctions distinctes. Un premier modèle global sert à calculer les forces de réaction observées sur chacune des lamelles et un deuxième modèle spécifique évalue le niveau de contraintes des composantes. Les résultats obtenus à partir du modèle global sont introduits à titre de conditions de chargement dans le modèle spécifique. Cette stratégie permet de minimiser le nombre de liaisons imposées entre les pièces et de réduire le

nombre d'éléments par modèle. La suite du chapitre détaille l'élaboration de ces deux modèles.

2.3.2.1 Définition du modèle global

Pour obtenir un modèle permettant d'évaluer les forces de réactions au niveau des lamelles, les opérations suivantes sont réalisées. Dans un premier temps, des simplifications géométriques sont effectuées sur l'IEDV. Toute géométrie de l'IEDV qui n'influence pas la répartition des forces est supprimée. Ainsi, les butées sur le dessus du disque pivotant et celles immobilisant le siège sur le support sont supprimées. Ces simplifications (Figure 2.16) visent à réduire le nombre d'éléments nécessaires pour mailler l'ensemble de l'IEDV.

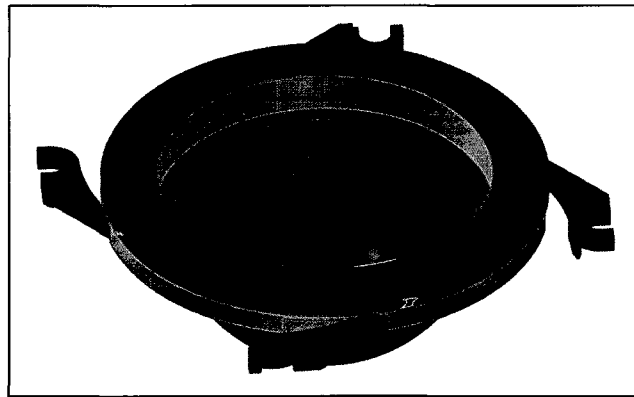


Figure 2.16 Simplifications géométriques pour le modèle global.

La seconde étape est d'identifier les régions des lamelles en contact avec la cupule métallique. Ces régions seront utilisées ultérieurement lors de l'établissement des conditions frontière du modèle. Le dessous de l'extrémité des lamelles, la butée sous les lamelles et l'intérieur du crochet des lamelles représentent les surfaces de contact. La Figure 2.17a illustre la position d'appui d'une lamelle sur la cupule métallique, tandis que la Figure 2.17b présente en vert les cinq régions de contact identifiées. Il est à noter que ces figures représentent la version améliorée des lamelles.

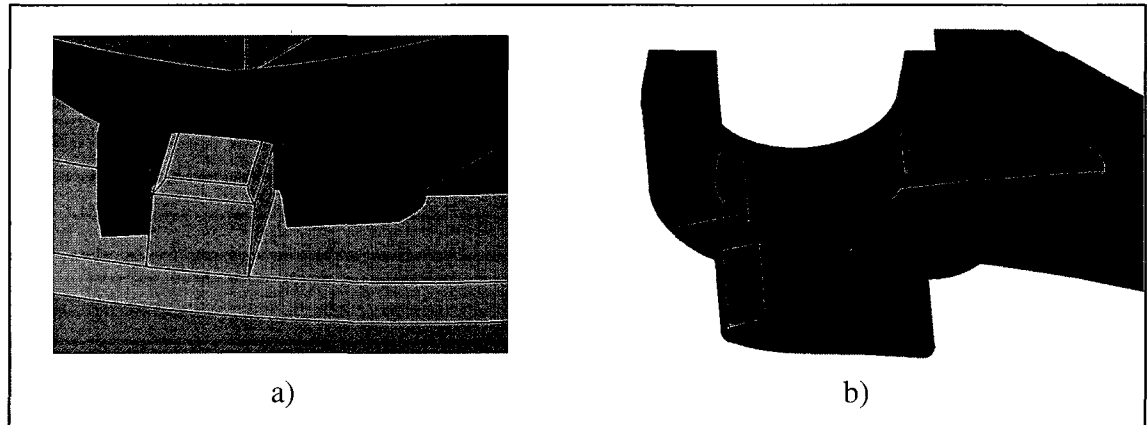


Figure 2.17 a) Position de la lamelle sur le support et b) régions de contact.

L'étape suivante consiste à fusionner toutes les pièces de l'IEDV en une seule composante. Dans le cadre de ce modèle, l'interaction entre les pièces formant l'IEDV n'a pas besoin d'être modélisée. Ainsi, en transformant l'IEDV en un seul corps, aucune liaison d'assemblage n'est nécessaire. Cette simplification, qui n'affecte guère la distribution des forces, permet de réduire significativement la complexité et la taille du modèle. De plus, cela facilite grandement l'étape suivante qui est de générer le maillage de la géométrie.

Un premier *maillage surfacique*³ est appliqué à l'IEDV fusionné. Ce maillage est formé d'éléments triangulaires paraboliques dont la taille, validée par une étude de convergence (Voir annexe II, p. 123), varie entre 3 mm et 0,5 mm. Le maillage est raffiné au niveau des lamelles pour reproduire fidèlement leur géométrie, notamment au niveau des régions de contact avec la cupule métallique. Enfin, le maillage 3D est généré par un *remplissage d'éléments tétraédriques* paraboliques.

L'opération subséquente est d'établir les conditions frontières du modèle. Des *pièces virtuelles de contact* sont employées pour simuler la présence de la cupule métallique au niveau des cinq régions de contact identifiées (Figure 2.17b) sur chacune des lamelles. L'utilisation de pièces virtuelles a l'avantage de simuler la présence d'un corps rigide sans

³ Tout texte italique fait référence à une fonction ou à un outil du logiciel CATIA V5 R18.

nécessiter le maillage de ce dernier, réduisant ainsi la taille du modèle. Pour leur part, les liaisons de contact utilisées permettent un glissement parfait sans friction entre les surfaces et la séparation de celles-ci le cas échéant. La même stratégie est employée pour simuler l'action de la tête fémorale sur l'IEDV; une *pièce virtuelle de contact* est créée sur la surface interne du siège (Figure 2.18).

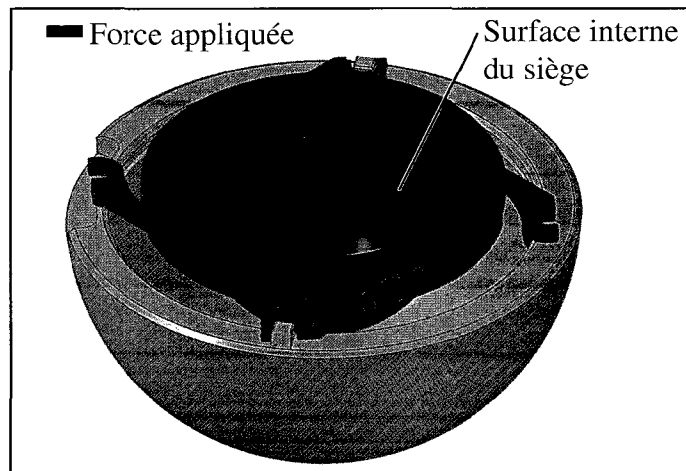


Figure 2.18 Conditions frontières du modèle global.

Ensuite, une *force distribuée* de 150 N d'amplitude est appliquée au modèle par l'intermédiaire de la *pièce virtuelle de contact* précédemment générée (Figure 2.18). L'orientation de la force appliquée est modifiée selon la condition de chargement analysée. Enfin, la dernière condition frontière, imposée uniquement lors de la validation de la simulation numérique, consiste à guider axialement l'IEDV en direction de la force imposée. Pour y arriver, une fixation de type *glissière* est attribuée à la *pièce virtuelle de contact* créée au fond du siège. Ainsi, en plus d'appliquer une force de 150 N, la *pièce virtuelle de contact* stabilise l'IEDV en empêchant les déplacements latéraux de ce dernier. Cette condition frontière est retirée du modèle global une fois que l'ensemble de la simulation numérique sera validée. Le modèle global offrira ainsi une plus grande liberté de mouvement à l'IEDV afin d'évaluer son réel comportement lorsqu'il est soumis aux conditions de chargements critiques.

La dernière étape vise à créer des *capteurs de forces* qui évaluent les forces de réactions au niveau des lamelles. Un capteur est apposé à chacune des cinq régions de contact, et ce, pour chaque lamelle. Avant d'être appliquées au modèle spécifique, les forces évaluées par ces capteurs servent à vérifier l'équilibre statique du modèle global. Cet équilibre est confirmé lorsque la sommation des forces de réactions est égale à la force appliquée.

2.3.2.2 Définition du modèle spécifique

Ce modèle est dit spécifique puisqu'il utilise seulement une portion de la géométrie de l'IEDV. Le fait que l'IEDV possède 4 lamelles identiques permet d'employer une seule d'entre elles ainsi que la section du support qui la reçoit (Figure 2.19). Ce modèle évalue chaque lamelle de manière indépendante en utilisant les forces de réaction propres à chacune d'elles, issues du modèle global, et ce, pour les trois conditions de chargement.

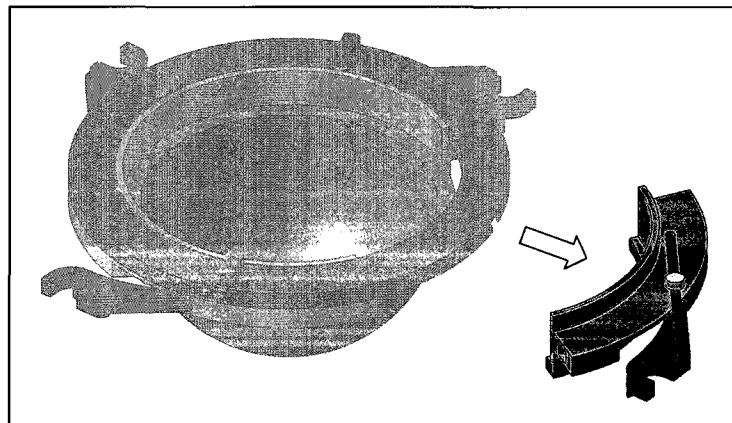


Figure 2.19 Géométrie formant le modèle spécifique.

Afin de simplifier le modèle, le siège est retiré puisque ce dernier ne fait que transmettre la force appliquée au support et est donc très peu sollicité. Il en va de même pour le disque pivotant, qui sert uniquement à immobiliser les lamelles à la bonne position.

Pour réaliser le maillage de la géométrie à l'étude, la même méthode utilisée pour le modèle global est réutilisée pour ce modèle. Un *maillage surfacique* d'éléments triangulaires

paraboliques précède un *remplissage d'éléments tétraédriques* paraboliques. La taille des éléments est optimisée en réalisant une étude de convergence des résultats (*Voir annexe II*, p.124). L'étude démontre qu'une taille d'éléments inférieure à 0,375 mm ne produit pas de résultats plus précis. Ainsi, la région d'intérêt, où la lamelle s'encastre dans le support, est finement maillée. En s'éloignant de cette région, la taille des éléments augmente progressivement jusqu'à 1 mm. Enfin, un module de rigidité de 170 GPa, caractérisant l'acier inoxydable 17-4⁴, est attribué aux éléments du modèle (*Voir annexe III*, p. 131).

L'établissement des conditions frontière de ce modèle débute par l'immobilisation du support dans l'espace. Les surfaces du support, illustrées en bleu à la Figure 2.20, sont fixées par une *condition d'encastrement*. De plus, une *condition de périodicité* est apposée aux interfaces, représentées en vert à la Figure 2.20, où le support a été sectionné. Cette condition indique au solveur que la géométrie inscrite entre ces deux surfaces est une portion répétée d'une pièce périodique.

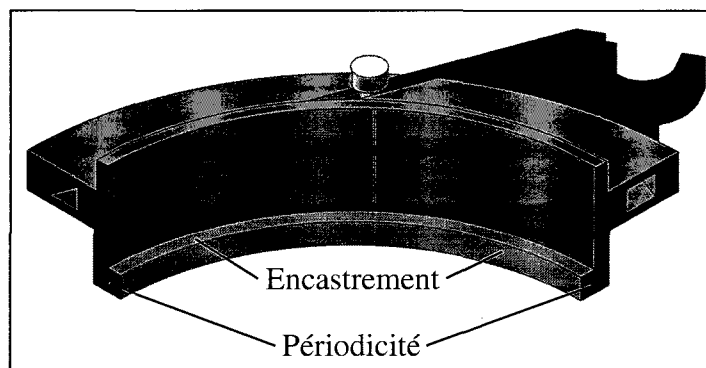


Figure 2.20 Conditions d'encastrement et de périodicité.

Ensuite, l'interaction entre la lamelle et le support est modélisée. Des *connexions d'analyse générale* sont utilisées pour identifier les surfaces de la lamelle et du support en contact. Par

⁴ Matériau utilisé pour fabriquer le prototype fonctionnel lors des essais expérimentaux visant à valider la simulation numérique.

la suite, des *connexions de contact* sont imposées pour permettre aux surfaces ciblées de glisser l'une sur l'autre sans interpénétration des corps.

La dernière condition frontière imposée vise à reproduire l'interaction entre la tige en T de la lamelle et la rainure du disque pivotant. Dans un premier temps, une *pièce virtuelle de contact* est générée au niveau de la surface cylindrique illustrée en bleu à la Figure 2.21.

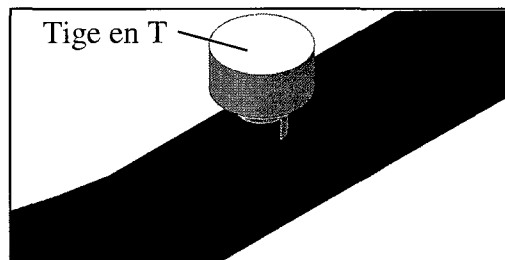


Figure 2.21 Surface recevant la pièce virtuelle de contact.

Enfin, le modèle est complété par l'ajout de cinq *forces distribuées*, au niveau des surfaces de contact sur la lamelle (Figure 2.17b). Ces forces, issues du modèle global (Voir annexe VIII, p. 150), sont modifiées pour chacune des lamelles et pour chaque cas de chargement.

2.3.3 Essais expérimentaux

Ce volet expérimental vise à évaluer le comportement mécanique de l'IEDV soumis à des chargements contrôlés afin de valider la conception des modèles par éléments finis. Advenant une défaillance de l'IEDV, la nature de celle-ci et la grandeur de la force ayant déformé plastiquement l'IEDV sont déterminées.

La stratégie employée consiste en premier lieu à charger mécaniquement un prototype fonctionnel de l'IEDV à l'aide d'une machine de tests mécaniques selon les trois conditions de chargement définies. Ensuite, ce prototype est inspecté à l'aide d'une machine à mesurer les coordonnées (MMC) dans le but de déceler la présence de déformations permanentes.

Dans le cas présent, l'utilisation de jauges de déformations, évaluant l'état de contrainte en temps réel des composantes, n'est pas préconisée. En effet, la petite taille des pièces empêche une disposition adéquate de ce type d'équipement. De plus, la présence d'un chargement multidirectionnel au niveau des lamelles complexifie l'interprétation des données recueillies. Ainsi, une inspection à l'aide d'une MMC est favorisée.

Les sections suivantes présentent dans un premier temps la méthode employée pour fabriquer le prototype fonctionnel de l'IEDV. Ensuite, le banc d'essai expérimental et son utilisation sont présentés. Enfin, la méthode d'inspection des pièces est détaillée.

2.3.3.1 Fabrication du prototype fonctionnel

Dans le cadre de ces essais expérimentaux, un prototype fonctionnel est nécessaire, car l'objectif est d'évaluer la résistance mécanique de l'IEDV. Ainsi, le prototype fabriqué doit reproduire le réel comportement mécanique de l'IEDV. Pour y arriver, la stratégie employée pour fabriquer le prototype géométrique est réutilisée. Premièrement, la liste des caractéristiques désirées du prototype est détaillée en fonction de la nature des tâches à accomplir. Ensuite, ces caractéristiques orienteront le choix du procédé de fabrication. De plus, la disponibilité des procédés et leurs coûts d'utilisation influenceront la sélection finale du procédé de fabrication.

Afin de reproduire le plus fidèlement possible le comportement du réel IEDV, les pièces les plus sollicitées, soit les lamelles et le support, doivent être constituées d'un matériau aux propriétés mécaniques spécifiques. En effet, la limite élastique du matériau sélectionné pour les lamelles et le support doit être suffisamment haute pour autoriser un chargement minimal qui permettra d'évaluer le comportement de l'IEDV. Ainsi, une limite élastique minimale de 500 MPa est désirée. Quant au module de rigidité, ce dernier doit être similaire à celui du matériau qui constituera les lamelles et le support finaux. Considérant qu'un minimum de déformation est souhaité, une rigidité typique de 200 GPa, correspondante à celles des aciers, est ciblée. Une plus grande rigidité limiterait la sélection à des matériaux coûteux et difficiles

à mettre en forme. D'autre part, le disque pivotant, étant peu sollicité, ce dernier ne nécessite pas de propriétés mécaniques spécifiques, si ce n'est qu'il doit être suffisamment résistant pour permettre l'activation du mécanisme de déploiement. Enfin, il serait préférable que le siège soit fabriqué en polyéthylène afin de recevoir la tête fémorale. Rappelons que l'IEDV remplacerait les IE conventionnels et doit reproduire fidèlement le comportement de ces derniers composés de polyéthylène.

Concernant les caractéristiques géométriques et dimensionnelles de ce prototype, elles doivent permettre l'assemblage des composantes tout en minimisant le jeu entre celles-ci. En se basant sur l'ajustement normalisé H11c11 de l'ANSI (Oberg, 2000, p. 648), ajustement coulissant non destiné à la localisation, les dimensions et les précisions associées pour chacune des pièces sont déterminées. Ainsi, une précision maximale de $\pm 0,03$ mm ($\pm .001$ po.) est nécessaire pour assurer le bon fonctionnement du prototype. Enfin, une rugosité de 10 μ m, comparable à celle d'une surface usinée (Oberg, 2000, p. 703), est requise pour permettre un coulisement sans adhérence des pièces.

À partir des caractéristiques énumérées, seuls quelques procédés de fabrication sont envisageables. En effet, la complexité des géométries et la petite taille des pièces éliminent bon nombre de procédés conventionnels, tel l'usinage à commandes numériques. D'autre part, la faible quantité de pièces désirée élimine plusieurs procédés capables de satisfaire les caractéristiques demandées. Le forgeage et moulage par injection sont deux exemples de procédés voués à la fabrication de grandes séries et par conséquent extrêmement dispendieux pour la réalisation d'un ou deux exemplaires.

De manière générale, les procédés de prototypage rapide offrent une alternative intéressante pour la fabrication de très petites séries. Concernant les lamelles et le support, seuls les procédés d'additions successives de fines couches métalliques permettent leur fabrication. En effet, la majorité des procédés de prototypage n'utilisent pas des matériaux offrant les propriétés mécaniques recherchées. Parmi les procédés envisageables, le frittage métallique direct au laser (DMLS) se démarque des autres par sa précision, sa capacité de générer des

surfaces relativement peu poreuses et son large éventail de matériaux de fabrication à hautes propriétés mécaniques. La grande porosité en surface de certains procédés, tel que la fusion par faisceau d'électrons (EBM) et le frittage sélectif au laser (SLS), empêche leur utilisation. Pour ces raisons, le DMLS (*Voir annexe III, p.130*) est le procédé de fabrication préconisé pour la réalisation des lamelles et du support, mais également du disque pivotant. En effet, ce dernier est fabriqué par DMLS afin d'obtenir les précisions dimensionnelles requises au niveau des rainures courbées. Pour ces trois pièces, le matériau utilisé est l'acier inoxydable 17-4 ayant une limite élastique de 540 MPa et un module de rigidité de 170 GPa (*Voir annexe III, p.131*). Également, pour améliorer le fini de surface et atteindre les précisions demandées, la fabrication des pièces est suivie d'un grenaillage. Enfin, le siège est fabriqué en ABS à l'aide du procédé FDM. Le faible coût de fabrication et le fait que l'ABS présente des propriétés similaires au polyéthylène, justifie le choix du matériau et du procédé de fabrication du siège.

2.3.3.2 Présentation du banc d'essai

Pour reproduire les trois conditions de chargement contrôlé, un banc d'essai muni des composantes suivantes est réalisé. Une machine de tests mécaniques, 858 Mini Bionix II (MTS, Eden Prairie, MN), est utilisée pour générer les chargements mécaniques (Figure 2.22). Sur la table de cette machine, sont boulonnés en série deux cellules de forces (2,5 kN et 15 kN), une plateforme et un étau 3 axes. Cet étau maintient en place un bloc support sur lequel est déposé l'IEDV. À l'opposé, un adaptateur fémoral muni d'une tête fémorale est fixé au vérin hydraulique. Ainsi, ce montage permet d'imposer un déplacement axial à l'IEDV et de limiter les déplacements latéraux de ce dernier. L'IEDV est stabilisé par la rigidité du vérin, tel que prescrit lors de la définition des conditions de chargement contrôlé.

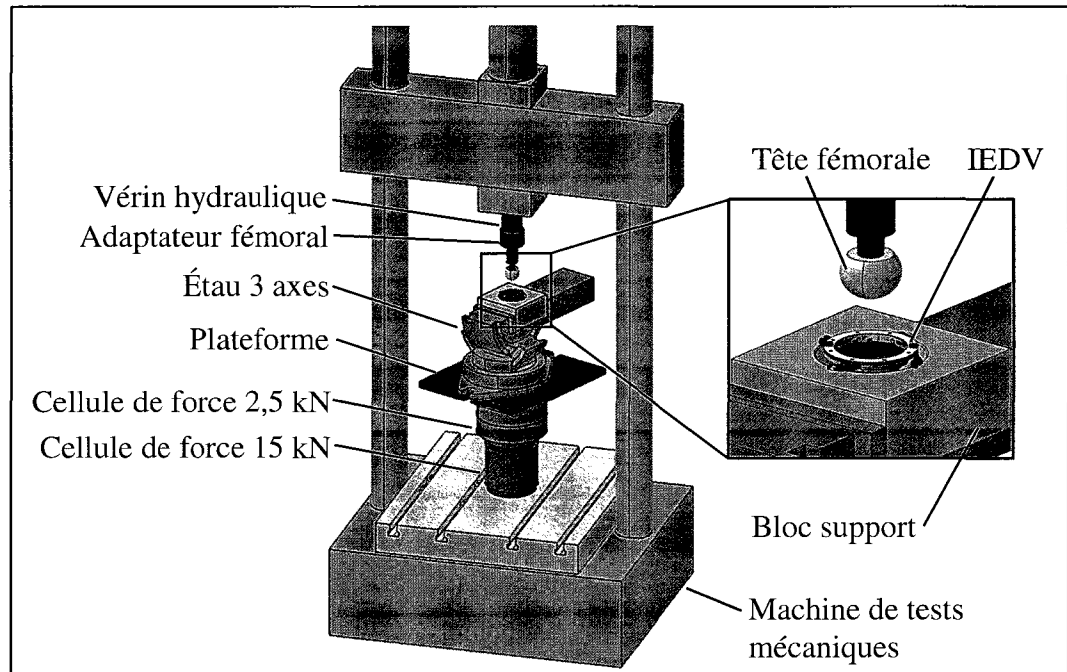


Figure 2.22 Banc d'essai expérimental.

Également, une caméra destinée à la vidéo-extensométrie, ME46 (Messphysik, Altenmarkt, Autriche), est employée pour enregistrer les déplacements de l'IEDV durant les chargements. Enfin, un caméscope numérique, DSR-PD170 (Sony Canada, Toronto, ON), est utilisé pour filmer le comportement de l'IEDV durant les chargements. Les deux sections suivantes détaillent la technique utilisée pour appliquer les charges et pour enregistrer les déplacements de l'IEDV.

2.3.3.2.1 Application des charges

Pour chacune des conditions de chargement, deux essais sont planifiés : un essai à 50% de la force précédemment calculée et un essai à 100%. Ainsi, le comportement de L'IEDV peut être caractérisé tout en diminuant les risques de déformer plastiquement le prototype dès le premier chargement. Donc, l'amplitude des forces appliquées lors de ces deux essais est de 75 N et de 150 N. Pour appliquer ces charges, un déplacement à vitesse constante du vérin de la machine de tests mécaniques est imposé jusqu'à ce que la force désirée soit atteinte. À ce moment, le vérin est immobilisé pendant 10 secondes pour maintenir cette force, puis est

remonté pour décharger l'IEDV. Les variables enregistrées durant l'expérimentation sont la force axiale, mesurée par la cellule de force de 2,5 kN, le déplacement du vérin et le temps. Pour reproduire la première condition de chargement, le bloc support est positionné à l'horizontale de manière à ce que la charge soit appliquée perpendiculairement à l'IEDV (Figure 2.23).

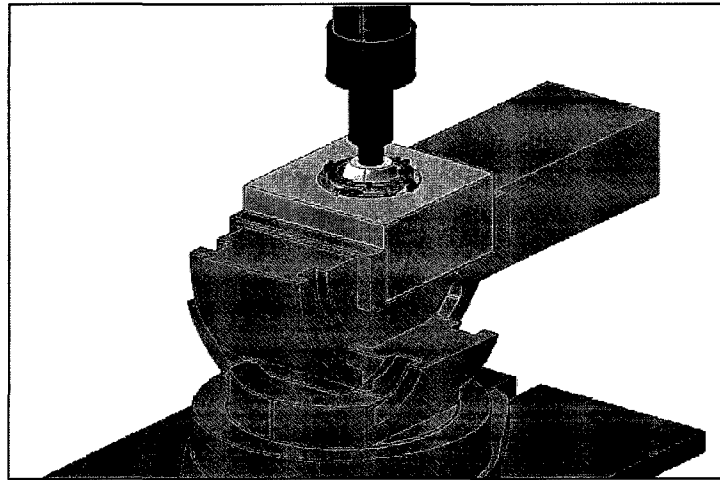


Figure 2.23 Configuration du banc d'essai pour la condition de chargement #1.

Pour les conditions de chargement #2 et #3, l'étau est incliné de la valeur de l'angle α^5 vers l'avant. Cependant, le bloc support est orienté différemment lors de ces deux conditions. Les butées du bloc support sont orientées à l'horizontale pour la condition de chargement #2 (Figure 2.24).

⁵ L'angle α est déterminé à la section 3.2 lors de l'évaluation de l'amplitude de mouvement.

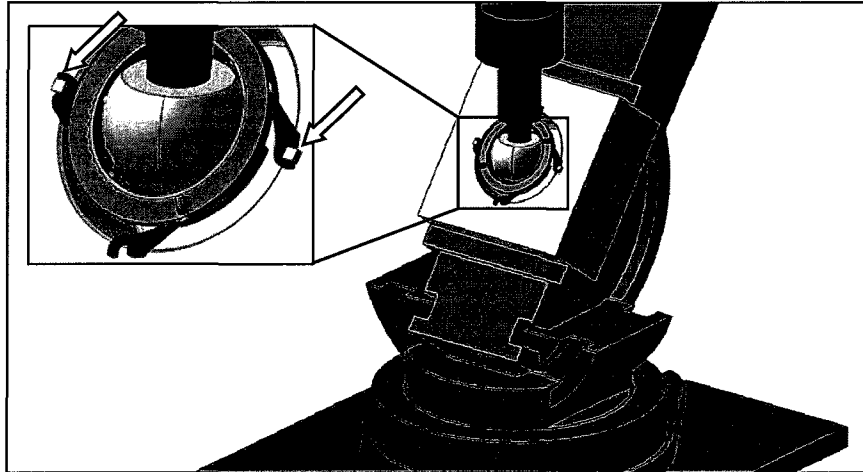


Figure 2.24 Configuration du banc d'essai pour la condition de chargement #2.

Ensuite, le bloc support est pivoté de 90° pour positionner les butées à la verticale lors de la condition de chargement #3 (Figure 2.25).

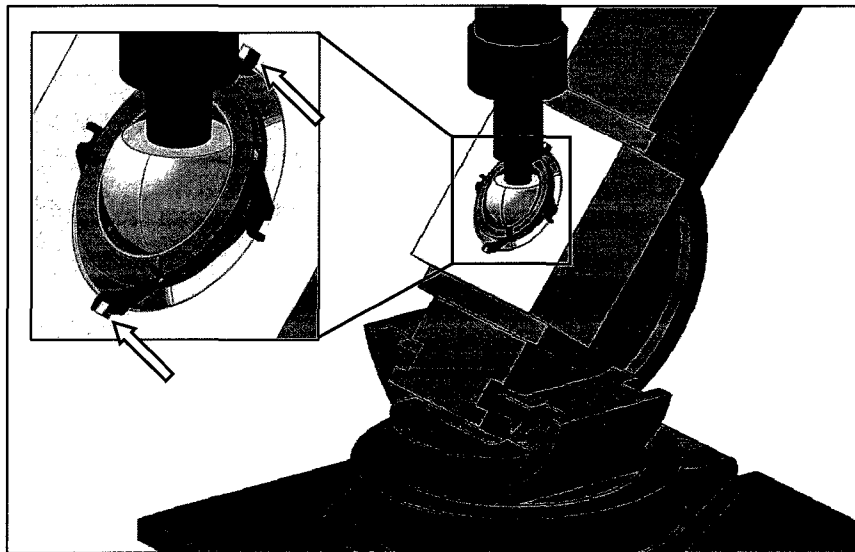


Figure 2.25 Configuration du banc d'essai pour la condition de chargement #3.

Si aucune déformation plastique n'est observée suite aux six essais, un dernier essai visant à rompre l'IEDV est prévu. Cet essai ultime est réalisé sous la condition de chargement jugée la plus sévère lors de l'analyse numérique par éléments finis. Ainsi, il sera possible d'évaluer la force maximale applicable sur l'IEDV.

2.3.3.2 Enregistrement des déplacements

Afin d'évaluer le déplacement de l'IEDV dans le plan radial durant les chargements, de petites cibles sont collées sur le dessus du disque pivotant (Figure 2.26).

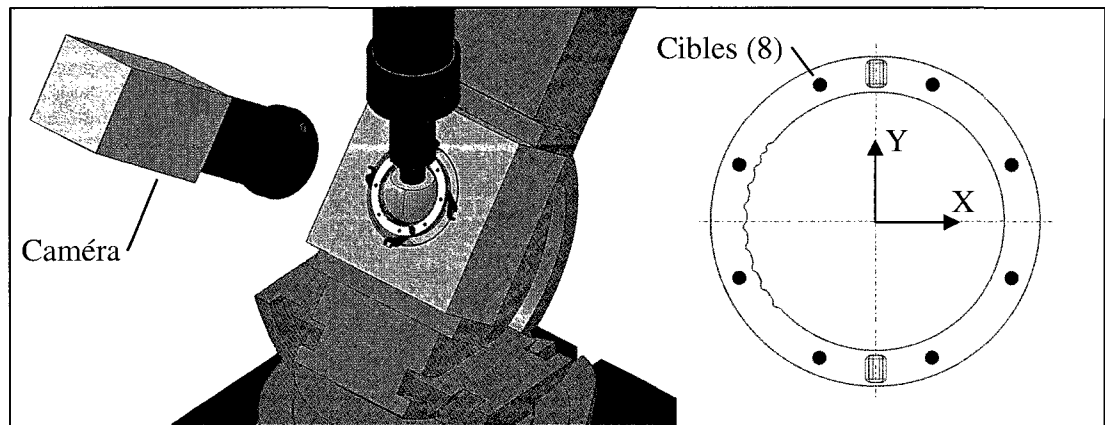


Figure 2.26 Cibles posées sur l'IEDV pour suivre son déplacement.

La caméra vidéo-extensométrique, montée sur un plateau à inclinaison variable, est orientée perpendiculairement aux cibles et enregistre la position en X et Y de chacune d'elles. En utilisant la méthode des moindres carrés, le centre du cercle formé par ces cibles est calculé et permet d'évaluer le déplacement du disque pivotant. De plus, la rotation du disque pivotant autour de son axe central est calculée. Ces informations sont couplées aux données issues de la machine de tests de mécanique pour caractériser le comportement d'IEDV.

Il est à noter que l'enregistrement de ces déplacements est effectué seulement pour les conditions de chargement #2 et #3, car il est physiquement impossible d'orienter la caméra perpendiculairement à l'IEDV lors de la condition #1. Cependant, pour cette condition, aucun déplacement radial n'est suspecté étant donné la répartition uniforme de la force appliquée sur les quatre lamelles.

Maintenant que le fonctionnement de toutes les composantes du banc d'essai est présenté, voici une photo du montage réel.

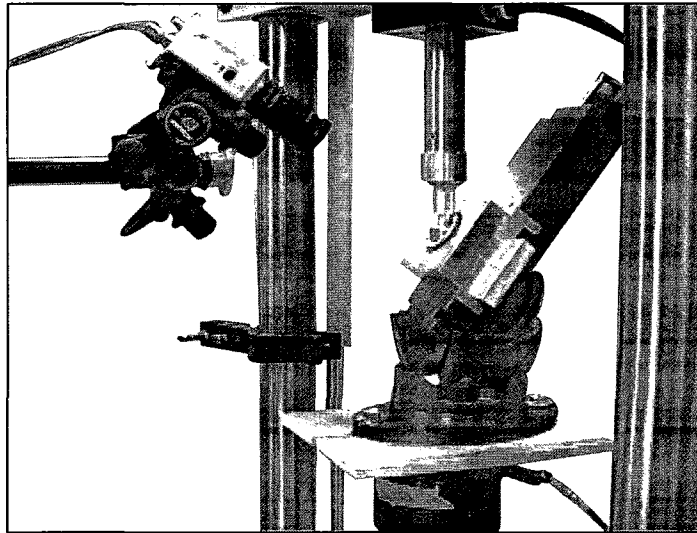


Figure 2.27 Banc d'essai expérimental utilisé.

2.3.3.3 Inspection des pièces

Pour déceler la présence de déformations permanentes suite à un essai mécanique, la géométrie des lamelles et du support est inspectée à l'aide d'une MMC. Une pièce déformée de manière permanente indique que les contraintes perçues durant le chargement ont excédé la limite élastique. Ainsi, il est possible de déterminer si une pièce a résisté au chargement en inspectant sa géométrie.

La MMC utilisée, Bright-STRATO 7106 (Mitutoyo, Aurora, IL) (Figure 2.28), est composée d'un pont mobile selon l'axe Y sur lequel se déplace un plongeur selon l'axe X. Ce plongeur bouge également selon l'axe Z et est muni d'un palpeur à son extrémité. Contrôlé numériquement, le palpeur est dirigé vers la pièce à inspecter qui repose sur la table de la machine. Ainsi, les coordonnées du point de contact entre le palpeur et la pièce sont enregistrées. De cette manière, plusieurs prises de mesures sont effectuées pour caractériser la géométrie d'une pièce. Enfin, un étau de précision, monté sur une base magnétique ancrée à la table, est utilisé pour maintenir les lamelles et le support.

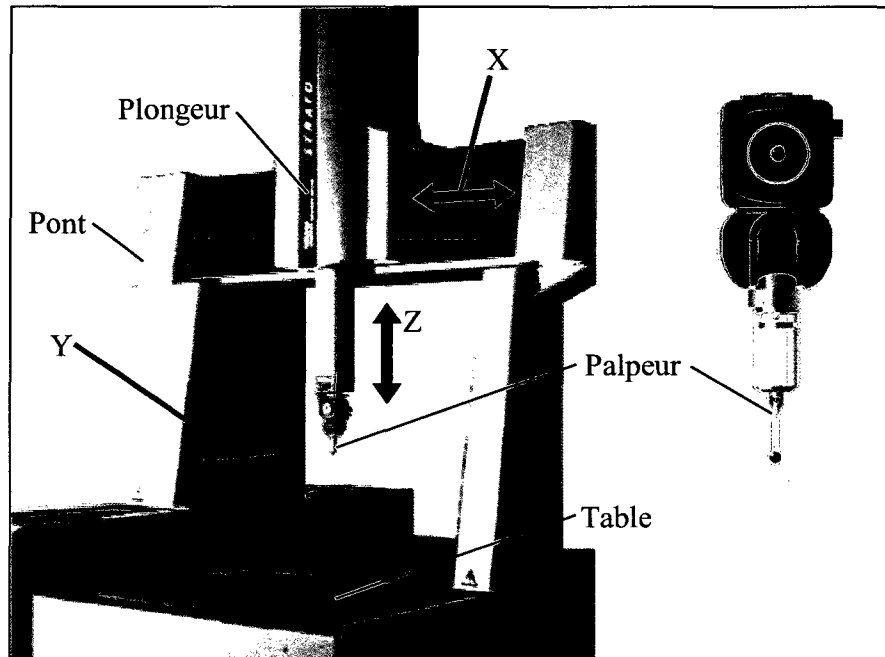


Figure 2.28 Composantes de la MMC utilisée.
Adaptée de Mitutoyo (2005)

Globalement, l'inspection consiste à mesurer le support et les lamelles avant et après un chargement mécanique. Ensuite, l'écart entre les données pré et postchargement, appelé déviation, est calculé. Cette déviation est comparée à un seuil de déformation, au-delà duquel on détecte la présence de déformations permanentes. Les sections suivantes présentent la méthode d'acquisition, la technique de calcul des déviations et la définition du seuil de déformation.

2.3.3.3.1 Méthode d'acquisition

Pour éviter d'inspecter la totalité des surfaces des lamelles et du support, de petites régions spécifiques sont identifiées. Chacune des régions est associée à un des modes de défaillance propre aux lamelles et au support. Les régions suivantes des lamelles sont sélectionnées : le côté, le dessous, la butée et le crochet (Figure 2.29).

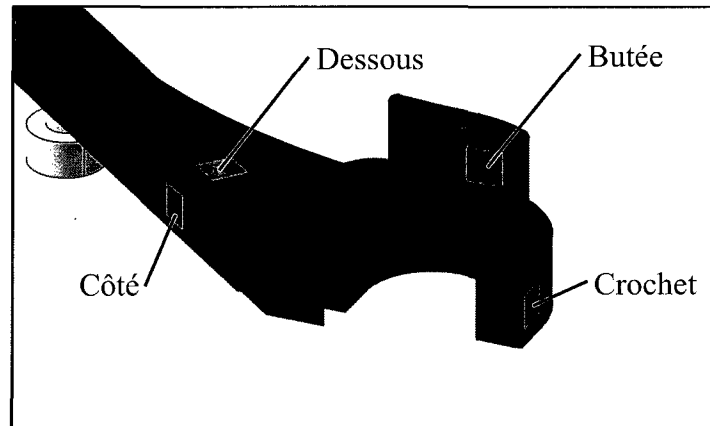


Figure 2.29 Régions analysées sur les lamelles.

Par exemple, une déviation observée sur le côté de la lamelle indique que celle-ci a déformé plastiquement par flexion latérale.

Concernant le support, deux régions de part et d'autre de chaque rainure sont identifiées, soit huit au total (Figure 2.30). Ces régions sont sélectionnées, car les parois minces du dessus sont susceptibles d'être relevées sous l'action des lamelles.

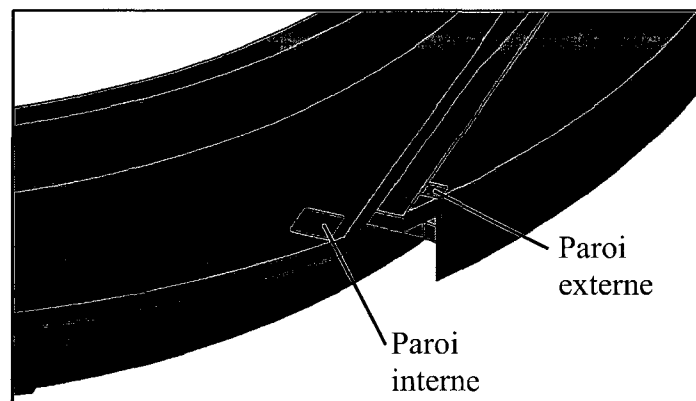


Figure 2.30 Régions analysées sur le support.

Pour caractériser ces régions de 1 mm^2 ($0,25 \text{ mm}^2$ pour celle de droite à la Figure 2.30), les coordonnées de 36 points répartis en six rangées de six points sont enregistrées (Figure 2.31).

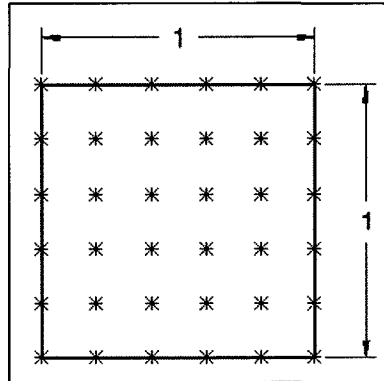


Figure 2.31 Disposition des points caractérisant une région.

La quantité de points mesurés vise à atténuer l'erreur associée à l'état de surface des pièces. Considérant qu'une surface est constituée de pics et de vallons, le lieu de mesure d'un point peut varier d'une inspection à l'autre.

L'acquisition des coordonnées débute par l'établissement systématique du référentiel sur les lamelles et le support. Cette étape vise à définir un repère fixe sur une même pièce inspection après inspection. Ensuite, les coordonnées des 36 points de chaque région sont enregistrées. De plus, pour diminuer l'incertitude liée au système de mesures, l'inspection est répétée trois fois pour chaque pièce après chaque essai mécanique. Ainsi, les coordonnées moyennes de chaque point, formées de trois lectures, sont utilisées pour calculer la déviation.

2.3.3.3.2 Calcul des déviations

Pour une région donnée, les coordonnées moyennes de chaque point acquises avant⁶ un essai mécanique sont appariées avec les coordonnées moyennes du même point acquises après⁷ l'essai mécanique (Figure 2.32).

⁶ Les coordonnées acquises avant un essai mécanique appartiennent au groupe 1.

⁷ Les coordonnées acquises après un essai mécanique appartiennent au groupe 2.

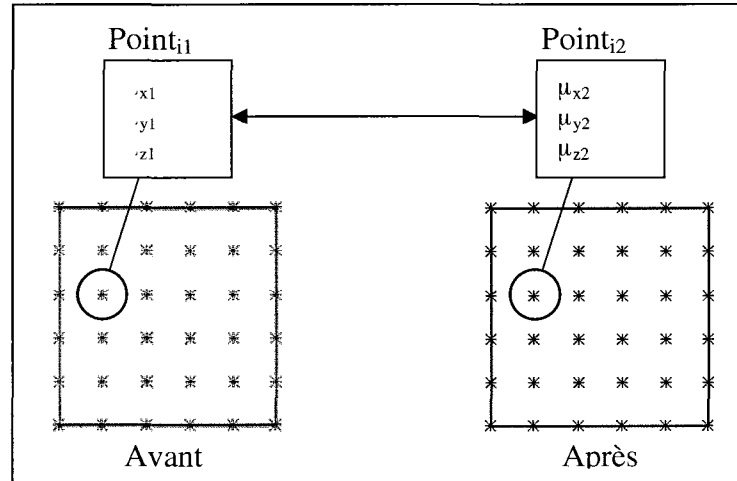


Figure 2.32 Comparaison appariée des points d'une région donnée.

La déviation « d » correspond la distance normale à la surface inspectée entre les point_{i1} et point_{i2} (Figure 2.33).

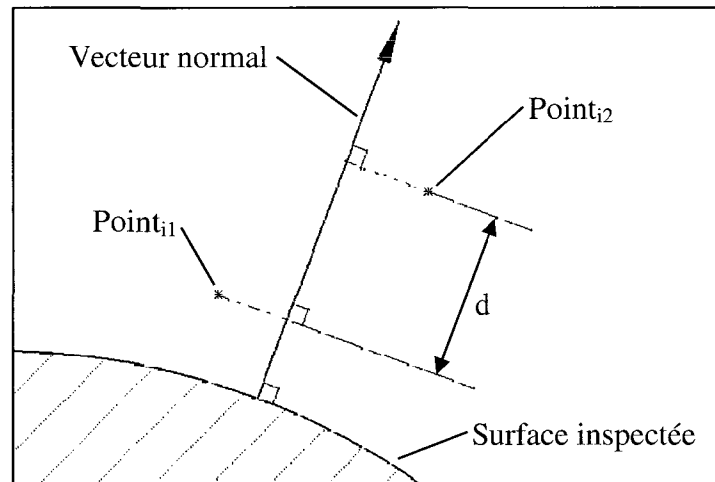


Figure 2.33 Déviation du point i entre l'instant 1 et 2.

En se basant sur un test d'hypothèse apparié de Student, la moyenne des 36 déviations est représentée par μ_d . Ainsi, les hypothèses statistiques suivantes sont posées, où δ représente le seuil de déformation plastique:

2.3.3.3 Définition du seuil de déformation

Le seuil de déformation est fonction de la précision du système de mesure utilisé. Bien que la MMC ait une précision de 1 μm , la méthode d'inspection induit des erreurs de lecture. Ainsi, pour évaluer la répétabilité du système de mesure, chaque pièce est mesurée dix fois. Étant donné que les routines d'inspection du support et des lamelles sont différentes, une répétabilité distincte est calculée pour chacun d'eux. Ainsi, la répétabilité du système de mesures lors de l'inspection des lamelles est de 0,035 mm et de 0,005 mm pour le support (*Voir annexe IV, p. 137*). Enfin, le seuil de déformation plastique, défini par l'écart requis pour distinguer statistiquement deux populations (*Voir annexe IV, p. 137*), est de 0,094 mm pour les lamelles et de 0,013 mm pour le support. Donc, μ_d doit être supérieure au seuil de déformation pour rejeter l'hypothèse nulle H_0 et conclure à la présence de déformations permanentes.

CHAPITRE 3

RÉSULTATS

Le présent chapitre illustre les résultats obtenus lors de l'amélioration du concept proposé, de l'évaluation de l'amplitude de mouvement et de l'évaluation de la résistance mécanique.

3.1 Amélioration du concept proposé

Les quatre sections suivantes présentent les résultats obtenus suite à l'augmentation de la résistance mécanique, à la modification du sélecteur de dimensions et du système de blocage du siège et à l'évaluation du prototype géométrique.

3.1.1 Augmentation de la résistance mécanique

Les modifications apportées ont permis de réduire la portion en porte à faux des lamelles de 25 % lorsque celles-ci sont déployées à leur portée maximale. En effet, la longueur des lamelles excédant le support est passée de 17,4 mm à 13,1 mm (Figure 3.1). Cette modification permet de réduire les moments de flexion générés par les forces de réaction appliquées à l'extrémité des lamelles.

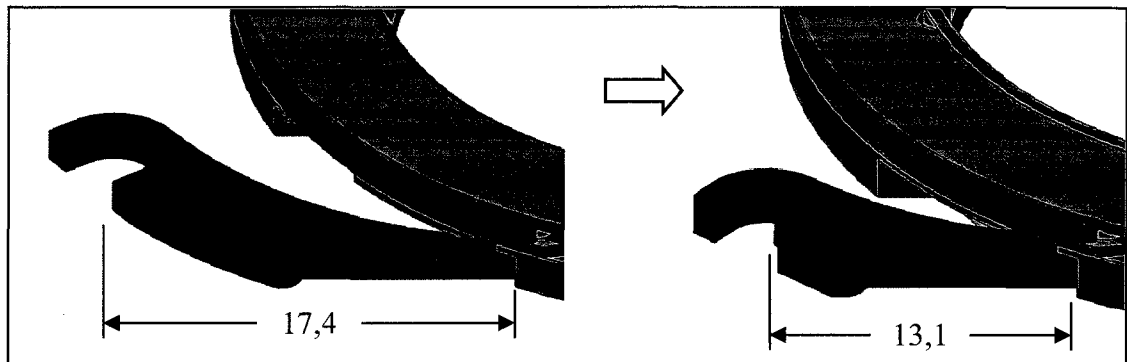


Figure 3.1 Réduction de la section en porte à faux des lamelles.

Également, le bras de levier, responsable de la torsion induite aux lamelles, est réduit de 7,2 mm à 3,0 mm, soit une diminution de 58 % (Figure 3.2).

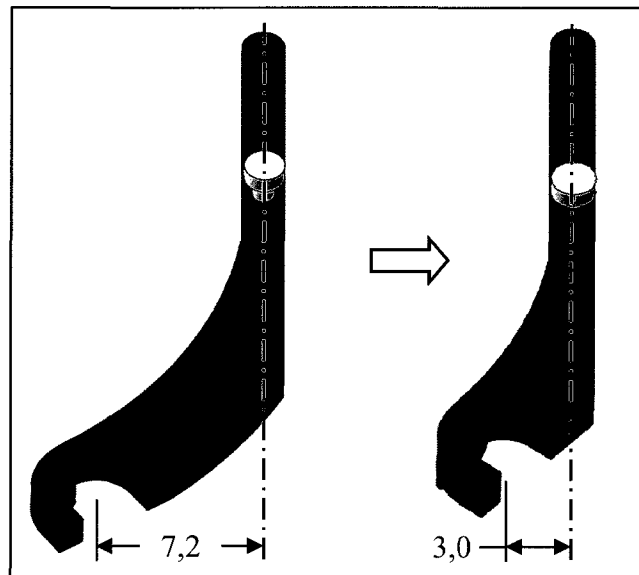


Figure 3.2 Réduction du bras de levier des lamelles.

De plus, L'épaisseur des lamelles est rehaussée de 50 % sur toute la longueur et est maintenant de 1,5 mm. Une nervure est ajoutée sur le dessus de la portion en porte à faux pour doubler l'épaisseur à 2 mm (Figure 3.3).

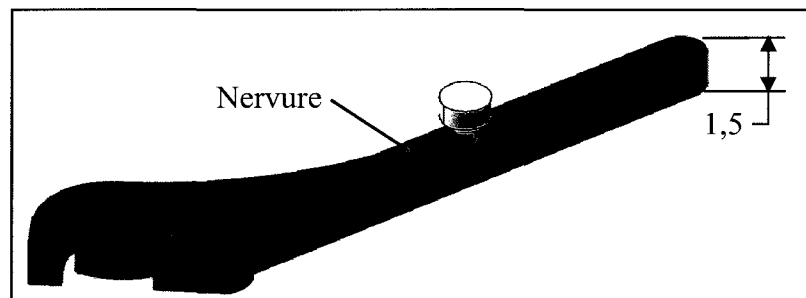


Figure 3.3 Ajout d'une nervure sur le dessus des lamelles.

Cette modification se traduit par une augmentation intrinsèque de la résistance à la flexion frontale de 308 %, à la flexion latérale de 56 % et à résistance à la torsion de 266 %. (*Voir annexe V, p.138*).

Également, la butée sous les lamelles est élargie et profilée de manière à résister davantage au cisaillement généré lorsque ces dernières sont en contact avec la cupule métallique (Figure 3.4). Ainsi, l'aire de la section de la butée est passée de $0,8 \text{ mm}^2$ à $3,1 \text{ mm}^2$, soit une augmentation de 292 %.

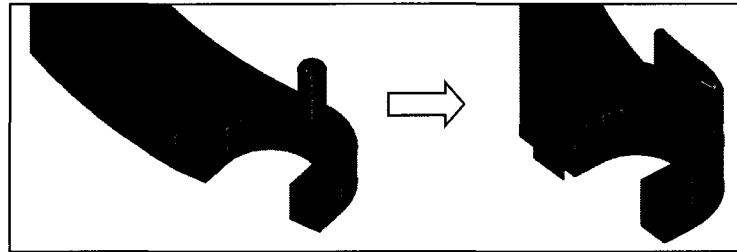


Figure 3.4 Élargissement de la butée sous les lamelles.

Quant au support, ses dimensions sont ajustées de manière à recevoir les lamelles modifiées. Aussi, les quatre ouvertures sur le dessus du support sont supprimées pour renforcer les parois minces de ce dernier (Figure 3.5).

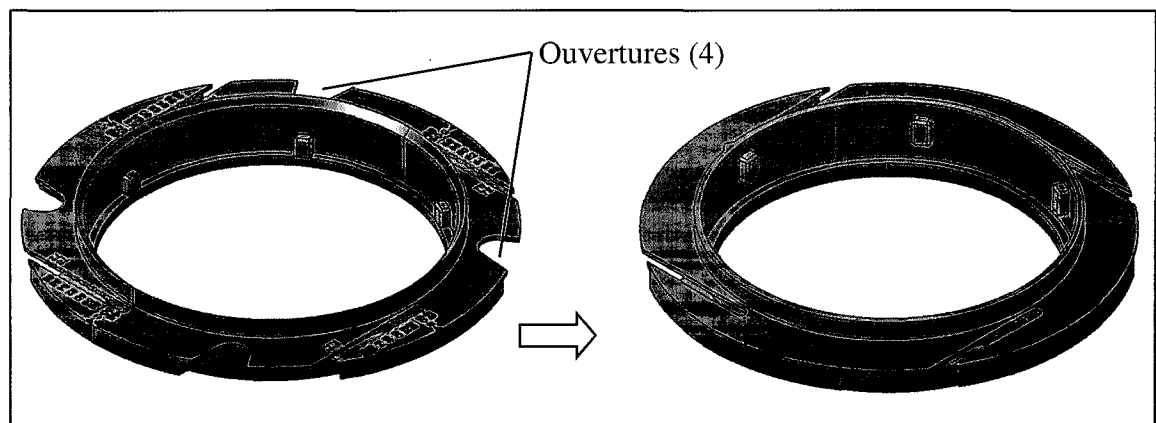


Figure 3.5 Suppression des ouvertures sur le dessus du support.

Aucune modification visant à augmenter la résistance mécanique n'est réalisée sur le disque pivotant et sur les sièges interchangeables puisque ceux-ci sont très peu sollicités mécaniquement.

Enfin, si l'on combine toutes les modifications réalisées, qui réduisent les moments de flexion et de torsion et qui augmentent la résistance mécanique intrinsèque des lamelles, on réduit significativement les contraintes générées au niveau de l'encastrement des lamelles, la région la plus critique de tout l'IEDV (Tableau 3.1) (*Voir annexe V, p.138*).

Tableau 3.1 Réduction relative des contraintes

Type de contraintes	Réduction (%)
Flexion frontale	59
Flexion latérale	52
Torsion	84

3.1.2 Modification du sélecteur de dimension

Pour contrôler simultanément la portée de chaque lamelle, les crans d'arrêt, initialement sur le support, sont relocalisés sur la surface intérieure du disque pivotant (Figure 3.6). Également, un pointeur est ajouté sur la surface extérieure du support pour immobiliser le disque pivotant à la dimension désirée.

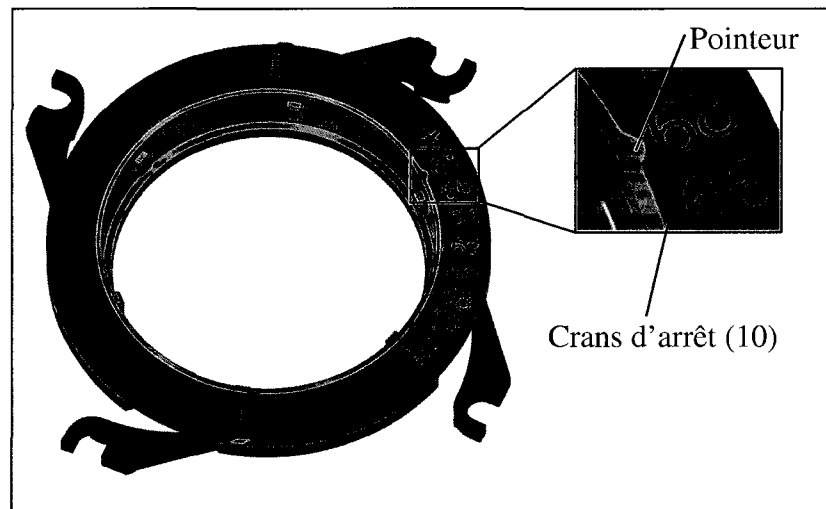


Figure 3.6 Nouveau sélecteur de dimensions.

Un jeu entre le disque pivotant et le support est prévu pour permettre au pointeur de passer d'un cran d'arrêt à l'autre avec une légère résistance. Cette résistance, causée par la

déformation élastique du disque pivotant, permet à ce dernier de conserver sa position et, par le fait même, la dimension de l'IEDV sélectionnée. Également, dix crans d'arrêt sont nécessaires pour couvrir toutes les dimensions réalisables avec l'IEDV. Il est à noter que les cupules de dimension 50 mm, 52 mm et 54 mm utilisent toutes le même IE, ainsi un seul cran d'arrêt est nécessaire pour ces trois dimensions. Enfin, le dernier cran d'arrêt, représenté par une étoile, est utilisé pour ouvrir complètement l'IEDV afin de sortir et d'entrer les lamelles.

3.1.3 Mécanisme de blocage du siège

Deux modifications mineures sont apportées afin d'immobiliser le siège au fond du support en utilisant le principe d'une serrure. Premièrement, les butées du support sont surélevées pour permettre au siège de glisser entièrement sous celles-ci (Figure 3.7).

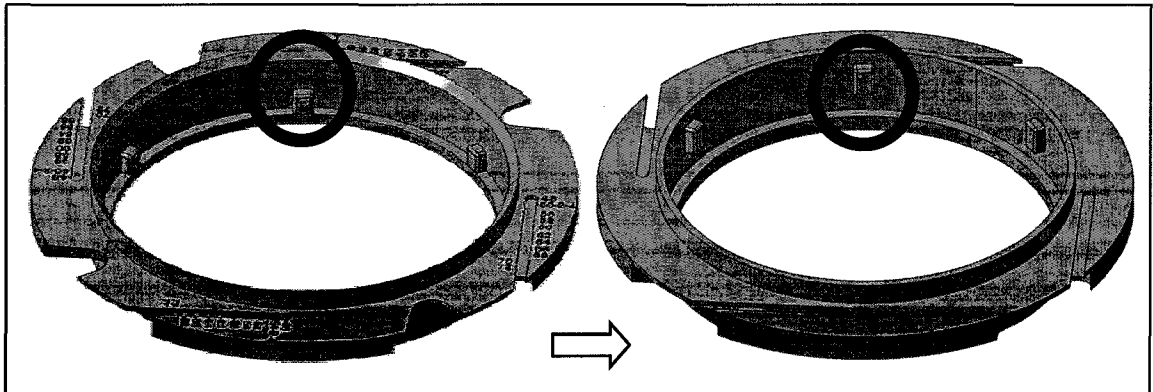


Figure 3.7 Élévation des butées du support.

Deuxièmement, deux butées sont ajoutées sur le siège limitant ainsi la rotation de ce dernier (Figure 3.8a). Pour mettre le siège en place, il suffit d'aligner les butées du support aux ouvertures du siège et d'insérer ce dernier dans le support (Figure 3.8a). Ensuite, le verrouillage du siège se fait par une simple rotation (Figure 3.8b). Ainsi, le siège est complètement immobilisé dans le support.

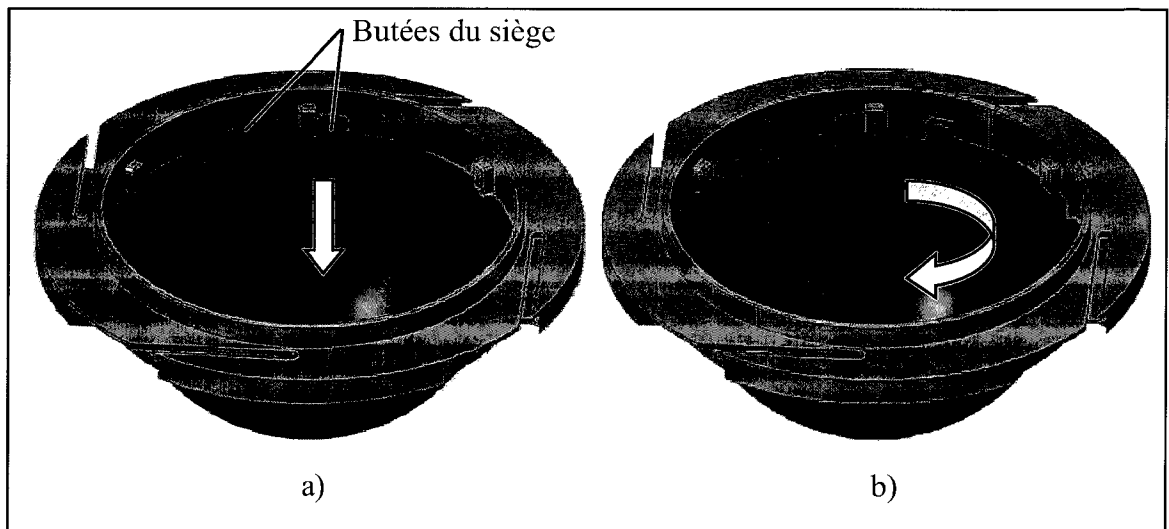


Figure 3.8 a) Insertion et b) verrouillage du siège dans le support.

3.1.4 Évaluation du prototype géométrique

Le prototype géométrique fabriqué en ABS est utilisé pour évaluer les modifications apportées à l'IEDV (Figure 3.9).

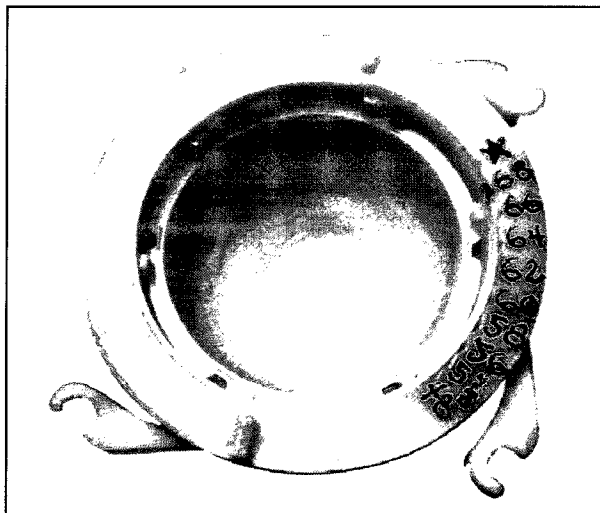


Figure 3.9 Prototype géométrique en ABS.

Concernant le nouveau sélecteur de dimensions de l'IEDV, cinq critères sont évalués. Premièrement, la visibilité du sélecteur s'est grandement améliorée; le pointeur, les crans

d'arrêt et les dimensions sont tous facilement repérables et distinguables. Les dimensions inscrites, d'une hauteur de 3 mm, se lisent à une distance de 30 cm.

Deuxièmement, une modification apportée au mécanisme de déploiement permet d'actionner ce dernier avec moins d'efforts. En effet, le rayon de courbure et la longueur des rainures sous le disque pivotant sont respectivement augmenté et réduite (Figure 3.10).

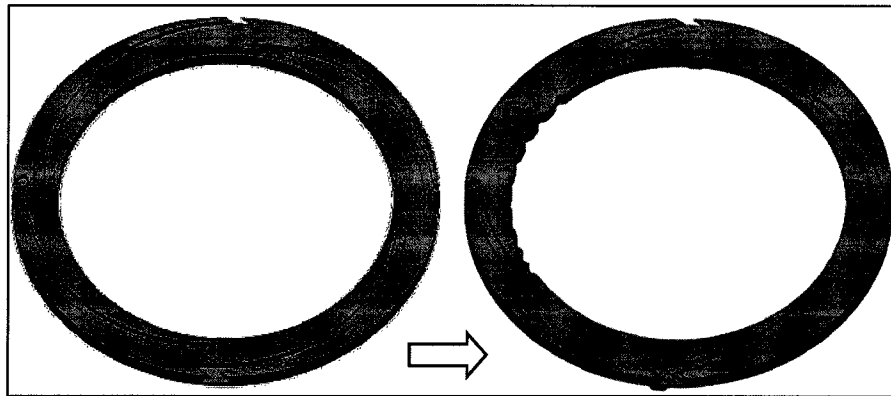


Figure 3.10 Modifications apportées aux rainures du disque pivotant.

Cette modification accentue de 20% ($6,56^\circ$ à $7,86^\circ$) l'angle entre les rainures courbées du disque pivotant et les rainures droites du support lorsque les lamelles sont complètement entrées dans le support (dimension 48 mm). Plus cet angle est prononcé, moins la friction générée est importante entre la tige en T des lamelles et les rainures du disque pivotant. Ainsi, la sélection des petites dimensions se fait plus aisément. Il est maintenant possible d'atteindre toutes les dimensions de l'IEDV sans que ce dernier reste coincé.

Troisièmement, les crans d'arrêt étant plus gros, les cliquetis et contrecoups indiquant à l'utilisateur qu'il vient de changer de dimensions sont davantage perceptibles. Cette caractéristique permet de distinguer plus facilement deux dimensions voisines.

Quatrièmement, le fait que le déplacement et l'immobilisation des lamelles soient exécutés uniquement par le disque pivotant assure l'uniformité de la portée imposée à chacune d'elles.

Enfin, les manipulations nécessaires pour modifier les dimensions de l'IEDV sont restées les mêmes, soit de tenir l'IEDV d'une main et de tourner le disque pivotant de l'autre.

Concernant le système de blocage du siège, le prototype géométrique a permis de confirmer que celui-ci immobilise complètement le siège dans le support. Aucun déplacement du siège n'est observé suite à l'insertion de ce dernier dans le support. Il en va de même lors de toute autre manipulation de l'IEDV. Bien qu'un mouvement de rotation supplémentaire soit nécessaire pour bloquer le siège, cette manipulation se fait immédiatement après l'insertion du siège et ne requiert aucun repositionnement de l'IEDV. Ainsi, les deux manipulations se réalisent dans le même mouvement.

3.2 Évaluation de l'amplitude de mouvement

Pour comparer l'amplitude de mouvement permis par l'IEDV et les IE, l'angle α est calculé lors des simulations cinématiques. Pour les trois dimensions de tête fémorale, l'angle α_{moyen} , formé de cinq lectures, est calculé en utilisant l'IEDV et les IE (Tableau 3.2) (Voir annexe VI, p. 145). De plus, l'écart relatif entre les amplitudes de l'IEDV et des IE est calculé.

Tableau 3.2 Comparaison de l'amplitude de mouvement

Diamètre tête fémorale (mm)	α_{moyen} (degrés)		Écart (%)
	IEDV	IE	
26	55,7	55,9	0,5
28	55,7	58,1	4,2
32	55,7	61,7	9,9

Premièrement, on observe que peu importe le diamètre de la tête fémorale, l'IEDV offre toujours la même amplitude de mouvement. En effet, le col fémoral standardisé entre en contact avec le support quelque soit la taille de la tête fémorale (Figure 3.11).

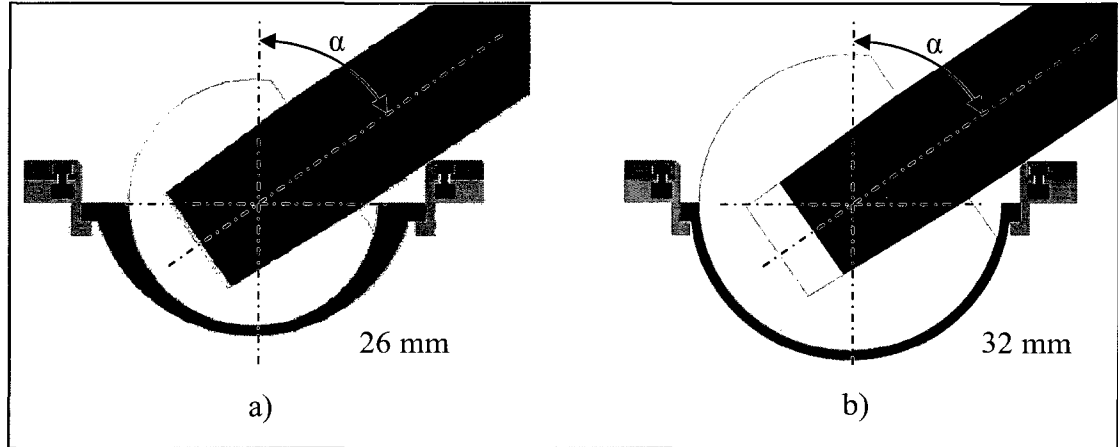


Figure 3.11 Angle α constant pour une tête fémorale de a) 26 mm et b) 32 mm.

Les géométries du support et du col fémoral standardisé étant les mêmes pour tous les essais, ces derniers forment un angle α constant. Si le contact avait eu lieu entre le siège et le col fémoral standardisé, l'amplitude de mouvement permise par l'IEDV aurait varié au même titre que celles permises par les IE.

Deuxièmement, on constate que les amplitudes de mouvement de l'IEDV sont inférieures à celles des IE. Cet écart, de 0,5 % pour une tête fémorale de 26 mm, atteint 9,9 % pour une tête fémorale de 32 mm.

Enfin, l'essai expérimental, réalisé dans le but de valider la méthode numérique, permet de déterminer l'angle α lorsque l'IEDV est utilisée avec une tête fémorale de 32 mm. À partir des points enregistrés à l'aide de la caméra Optotrak, l'angle α est évalué à $55,4^\circ \pm 1,4^\circ$ (Voir annexe VI, p. 145). L'écart absolu de $0,3^\circ$ représente un écart relatif de 0,5 % entre la méthode numérique et expérimentale.

3.3 Évaluation de la résistance mécanique

Les sections suivantes exposent, en premier lieu, la validation de la simulation numérique en comparant les résultats numériques aux résultats expérimentaux. En second lieu, les résultats

issus de l'évaluation de la résistance mécanique à l'aide de la simulation numérique validée sont présentés.

3.3.1 Validation de la simulation numérique

Cette section présente les résultats numériques et expérimentaux qui permettent de valider la simulation numérique élaborée afin d'évaluer la résistance mécanique de l'IEDV.

3.3.1.1 Simulation numérique

Les trois sections suivantes exposent les résultats issus de la simulation numérique pour chacune des conditions de chargement contrôlé.

3.3.1.1.1 Chargement contrôlé #1

Lors du chargement contrôlé #1, le modèle global indique que L'IEDV se déplace verticalement en direction de la force imposée sans mouvement latéral (Figure 3.12). L'amplitude des déplacements affichés est sous-estimée par le modèle global, car la fusion des composantes augmente la rigidité du corps analysé. Ainsi, seuls le comportement de l'IEDV et les forces de réaction sont observés à l'aide de ce modèle.

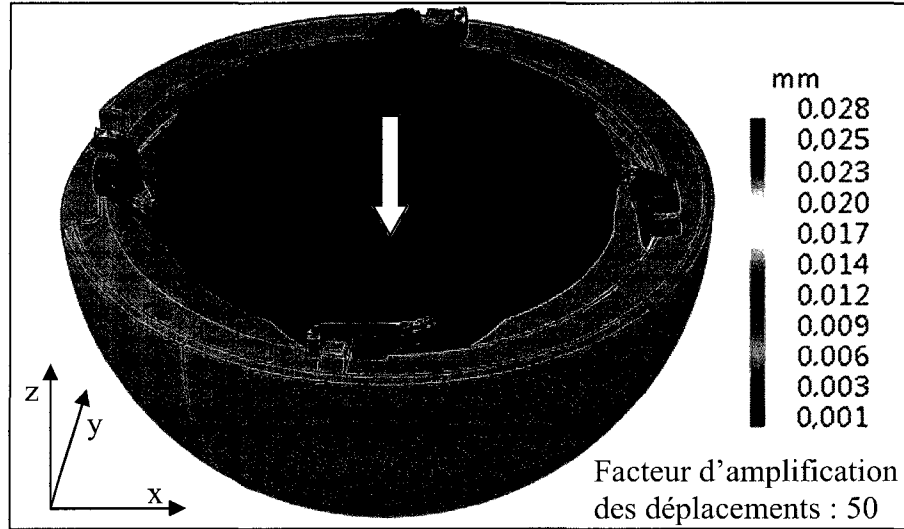


Figure 3.12 Déplacements de l'IEDV lors du chargement contrôlé #1.

Les forces de réaction calculées indiquent que la force appliquée perpendiculaire à l'IEDV s'est uniformément répartie sur les quatre lamelles. En effet, les quatre lamelles affichent le même comportement et fléchissent frontalement en s'appuyant sur le dessus de la cupule métallique (Figure 3.13).

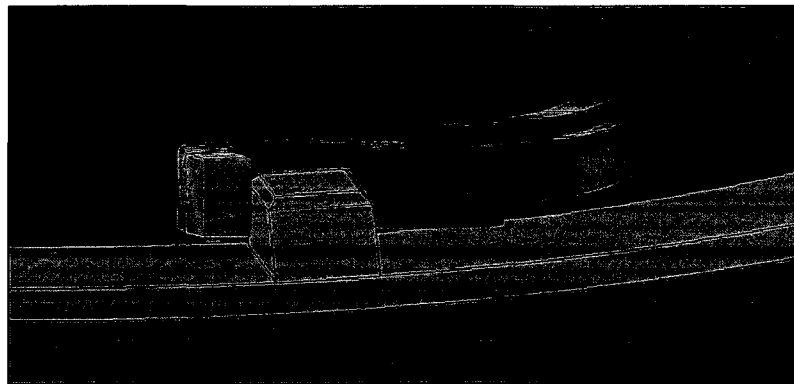


Figure 3.13 Flexion des lamelles en appui sur la cupule métallique.

La flexion observée crée un effet de bascule et soulève le crochet de la cupule métallique (Figure 3.13). Ce comportement réaliste et anticipé indique que l'interaction entre les surfaces sous la lamelle et les pièces virtuelles est bien modélisée. Enfin, l'équilibre statique du modèle est confirmé, car la sommation des forces est égale à zéro (*Voir annexe VII, p.147*).

Pour sa part, le modèle spécifique évalue individuellement le niveau de contraintes de chaque lamelle et de la section du support qui la reçoit. Les quatre lamelles présentent une distribution des contraintes identiques (Figure 3.14), car les forces appliquées, issues du modèle global, sont les mêmes à 1 N près (*Voir annexe VIII, p.150*).

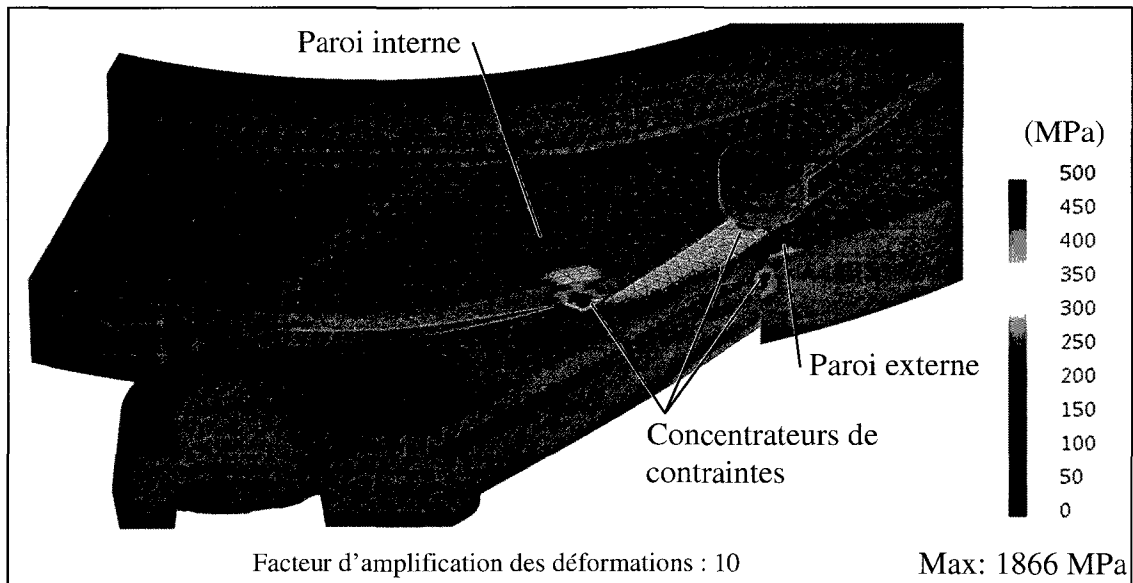


Figure 3.14 Contraintes Von Mises lors du chargement contrôlé #1.

Les parois interne et externe du support limitent les déplacements en flexion frontale de la lamelle et sont à leur tour sollicitées en flexion. D'ailleurs, la distribution uniforme des contraintes sur la paroi interne jusqu'à l'encastrement témoigne de la flexion générée. Également, trois régions en rouge foncé fortement contraintes (Figure 3.14⁸) sont caractérisées par des concentrateurs de contraintes où celles-ci sont grandement amplifiées sur de très petites surfaces. Le contact entre deux arêtes vives et les congés d'arêtes de faibles rayons accroissent localement les contraintes. Ces régions ponctuellement plastifiées sont donc normales et ne représentent pas un risque de rupture pour les lamelles et le support.

⁸ La limite supérieure de l'échelle des contraintes ne correspond pas à la contrainte maximale observée. Elle est fixée à 500 MPa pour recentrer l'échelle près des valeurs d'intérêt et pour améliorer la compréhension de la figure.

Concernant l'interaction entre la lamelle et la rainure du support, celle-ci démontre un comportement réaliste. Le jeu généré lors du chargement entre la nervure de la lamelle et le support témoigne que les surfaces de la lamelle n'adhèrent pas aux surfaces intérieures de la rainure (Figure 3.15).

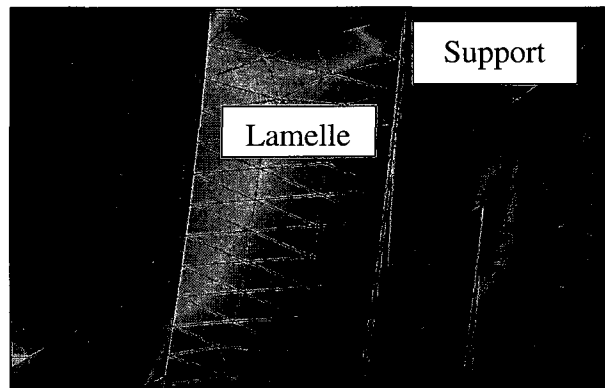


Figure 3.15 Jeu entre la lamelle et le support.

De plus, aucune interpénétration des corps n'est observée entre la lamelle et le support. Enfin, un déplacement observé entre la lamelle et le support confirme que celle-ci glisse véritablement dans la rainure.

En ce qui a trait à la distribution des contraintes observées sur la lamelle, celle-ci correspond à une distribution typique causée par de la flexion. En effet, une zone de compression sur le dessus de la nervure et une zone de tension sous la lamelle caractérisent la flexion frontale imposée à la lamelle (Figure 3.16). De plus, le dessus de la nervure étant plus loin de l'axe neutre que le dessous de la lamelle, cette zone présente des contraintes plus élevées.

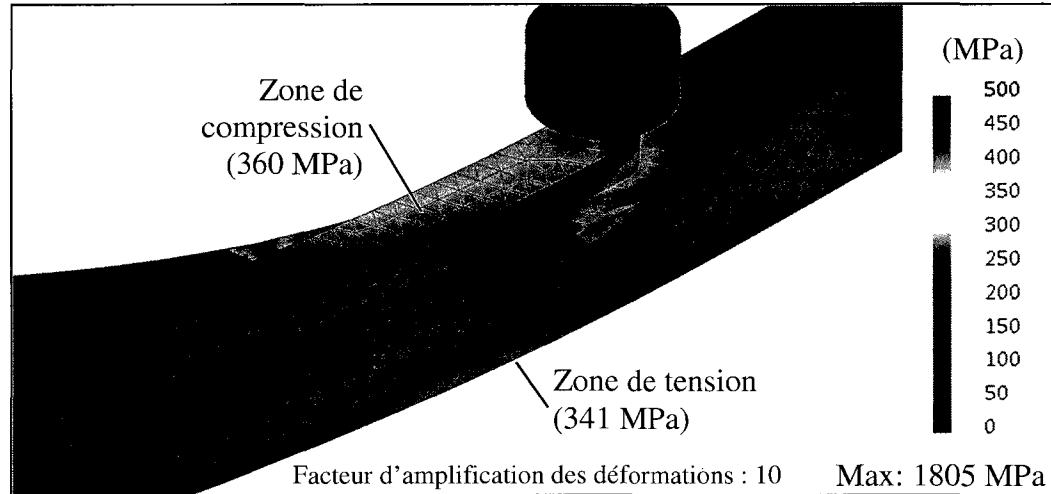


Figure 3.16 Contraintes Von Mises sur la lamelle lors du chargement contrôlé #1.

Ces zones de compression et de tension, démontrant une géométrie uniforme où le niveau de contraintes est élevé et similaire, représentent des régions d'intérêts. Ces régions deviennent critiques lorsque l'amplitude des contraintes évaluées dépasse la limite élastique et peuvent mener à la défaillance de la lamelle. Ainsi, les parois interne et externe du support (Figure 3.14), soumises à de la flexion, représentent deux régions d'intérêts. Cependant, les contraintes observées dans ces régions oscillent autour de 250 MPa soit la moitié de la limite élastique. Enfin, excepté les concentrateurs de contraintes, aucune région, tant sur les lamelles que sur le support, n'atteint la limite élastique (Tableau 3.3).

Tableau 3.3 Contraintes maximales lors du chargement contrôlé #1

Corps	Contraintes équivalentes Von Mises (MPa)	Nature des contraintes
Lamelle 1	360	Flexion frontale
Section support 1	259	Flexion paroi externe
Lamelle 2	356	Flexion frontale
Section support 2	256	Flexion paroi externe
Lamelle 3	360	Flexion frontale
Section support 3	258	Flexion paroi externe
Lamelle 4	357	Flexion frontale
Section support 4	257	Flexion paroi externe
Limite élastique de l'acier inoxydable 17-4 : 540 MPa		

3.3.1.1.2 Chargement contrôlé #2

En ce qui a trait aux résultats numériques caractérisant la condition de chargement contrôlé #2, ceux-ci démontrent que l'IEDV se déplace en direction de la force imposée et reste centré latéralement par rapport à la cupule métallique (Figure 3.17).

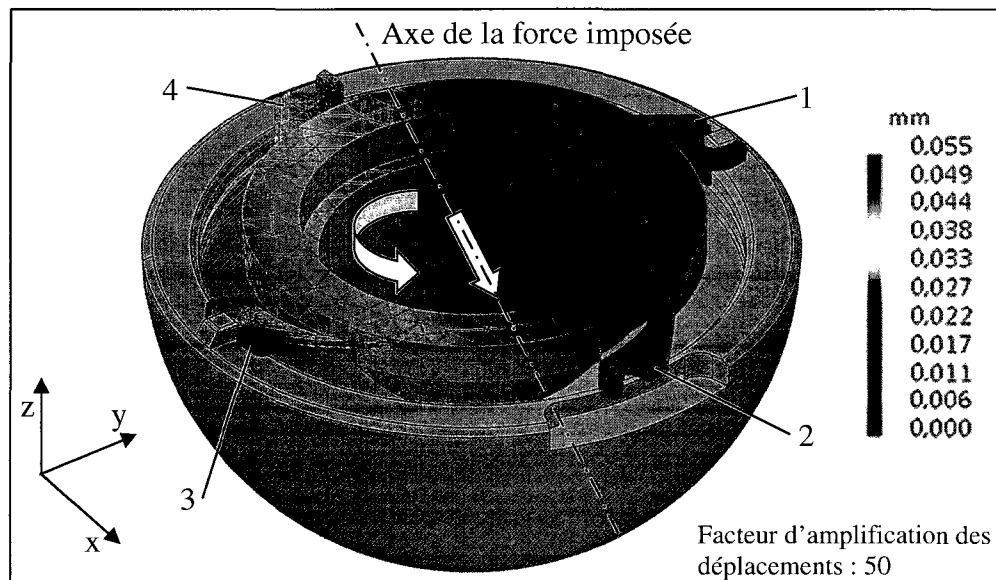


Figure 3.17 Déplacements de l'IEDV lors du chargement contrôlé #2.

Également, une rotation antihoraire de l'IEDV autour de son centre est observée. En effet, les lamelles 1 et 3 interagissent différemment avec les butées de la cupule métallique; la force de réaction est appliquée plus proche de l'axe central⁹ pour la lamelle 1 que pour la lamelle 3. Il en résulte un moment de flexion inférieur pour la lamelle 1. De plus, ces lamelles n'utilisent pas la même section de leur crochet pour s'appuyer sur la butée, ce qui oriente différemment les forces de réaction et inverse le sens de la flexion générée. Ainsi, la lamelle 3 est comprimée vers l'IEDV tandis que la lamelle 1 est éloignée de l'IEDV (Figure 3.17). L'orientation et l'amplitude des moments de flexion appliqués aux lamelles 1 et 3 étant

⁹ Voir Figure 2.2 pour la définition de l'axe central de la lamelle.

différentes, l'IEDV subit une rotation antihoraire en même temps qu'un déplacement axial orienté en direction de la force imposée.

L'orientation de la force appliquée génère de la flexion frontale pour toutes les lamelles et de flexion latérale pour les lamelles 1, 2 et 3. Ce type de sollicitation modifie la distribution des contraintes et fait naître d'autres régions d'intérêts. En analysant les résultats du modèle spécifique pour la lamelle 3, on constate cette dernière subit un chargement combiné. La force appliquée sur le crochet de la lamelle génère de la flexion latérale, tandis que la force appliquée sous la lamelle provoque de la flexion frontale. Cette double sollicitation concentre les contraintes dans le haut de la face latérale interne (Figure 3.18a) et dans le bas de la face latérale externe de la lamelle (Figure 3.18b).

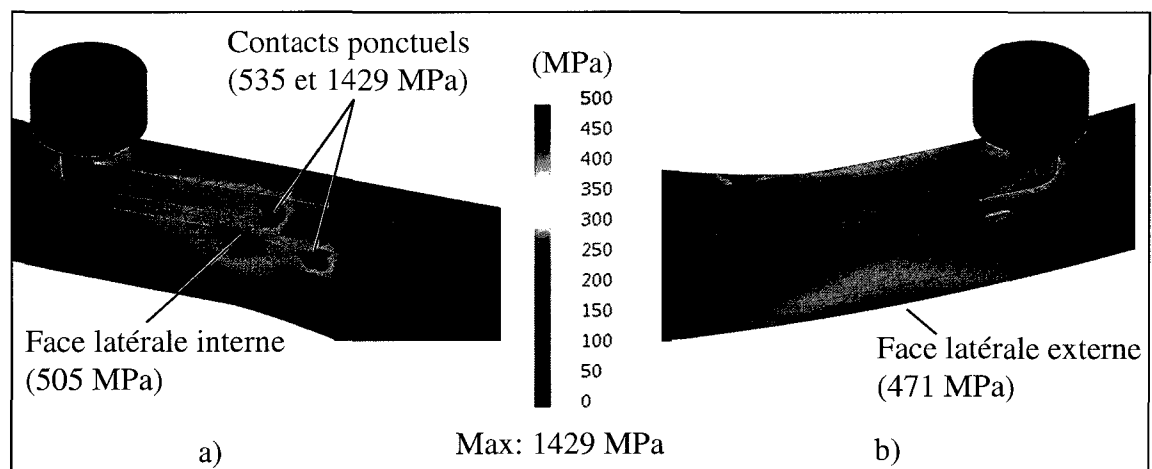


Figure 3.18 Contraintes Von-Mises lamelle 3 : a) face interne et b) face externe.

Cette distribution des contraintes s'explique par le fait que la flexion latérale contraint en compression la face latérale interne et en tension la face latérale externe. Quant à la flexion frontale, elle contraint en compression le dessus de la lamelle et en tension le dessous de la lamelle. Ainsi, les contraintes de tension et de compression présentent au même endroit se soustraient tandis que les contraintes de même nature s'additionnent créant ainsi la distribution précédemment décrite.

La petite région en rouge foncé sur la nervure de la lamelle (Figure 3.18a) est causée par le contact de la pointe de la paroi interne du support. Le moment de flexion latérale comprime la nervure sur la pointe de la paroi interne du support et crée un contact ponctuel. Ceci concentre les efforts sur une très petite surface et augmente considérablement les contraintes à cet endroit. Également, une singularité mathématique est observée puisque les contraintes augmentent inversement proportionnellement avec la taille du maillage. Ainsi, il devient difficile d'évaluer précisément le niveau de contraintes au point de contact entre la nervure de la lamelle et la paroi interne du support. Cependant, cette zone doit être considérée puisqu'un haut niveau de contraintes, causé par la singularité physique, peut mener à des déformations plastiques. La seconde région rouge sur le dessus de la lamelle correspond au contact ponctuel avec le dessous de la paroi interne du support où deux arêtes vives se rencontrent et augmentent fortement les contraintes.

Le même phénomène est observé à l'extrémité de la pointe de la paroi interne du support (Figure 3.19). Le niveau de contrainte atteint 3029 MPa, mais chute rapidement sous les 1000 MPa sur une distance d'un élément. Par contre, le reste de la pointe présente une distribution uniforme et progressive causée par la compression induite par la lamelle.

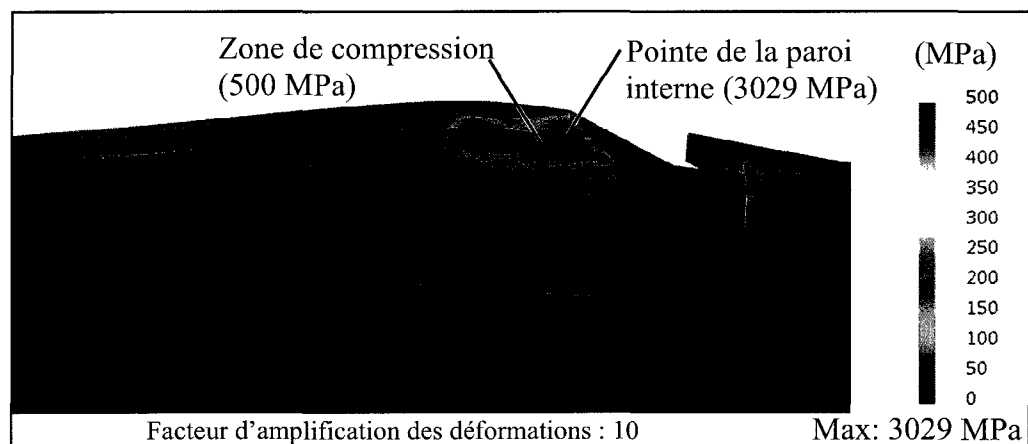


Figure 3.19 Contraintes Von Mises sur le support lors du chargement contrôlé #2.

Dans le cas présent, la compression décrite contribue davantage à augmenter les contraintes que la flexion de la paroi interne du support causée par la flexion frontale de la lamelle.

Enfin, tous les résultats obtenus à l'aide du modèle spécifique pour la condition de chargement contrôlé #2 sont regroupés et permettent d'observer l'amplitude maximale et la nature des contraintes des régions d'intérêts de chaque pièce de l'IEDV (Tableau 3.4).

Tableau 3.4 Contraintes maximales lors du chargement contrôlé #2

Corps	Contraintes équivalentes Von Mises (MPa)	Nature des contraintes
Lamelle 1	225	Flexion frontale
Section support 1	202	Flexion paroi interne
Lamelle 2	368	Flexion latérale
Section support 2	202	Flexion paroi interne
Lamelle 3	501	Flexion latérale
Section support 3	500	Compression paroi interne
Lamelle 4	211	Flexion frontale
Section support 4	218	Flexion paroi interne
Limite élastique de l'acier inoxydable 17-4 : 540 MPa		

Ces résultats indiquent que la lamelle 3 et la section du support qui la reçoit sont les plus sollicitées et que les contraintes observées avoisinent la limite élastique de l'acier inoxydable 17-4.

3.3.1.1.3 Chargement contrôlé #3

Concernant la condition de chargement contrôlé #3, le modèle global indique que L'IEDV se déplace en direction de la force imposée tout en restant centré latéralement (Figure 3.20).

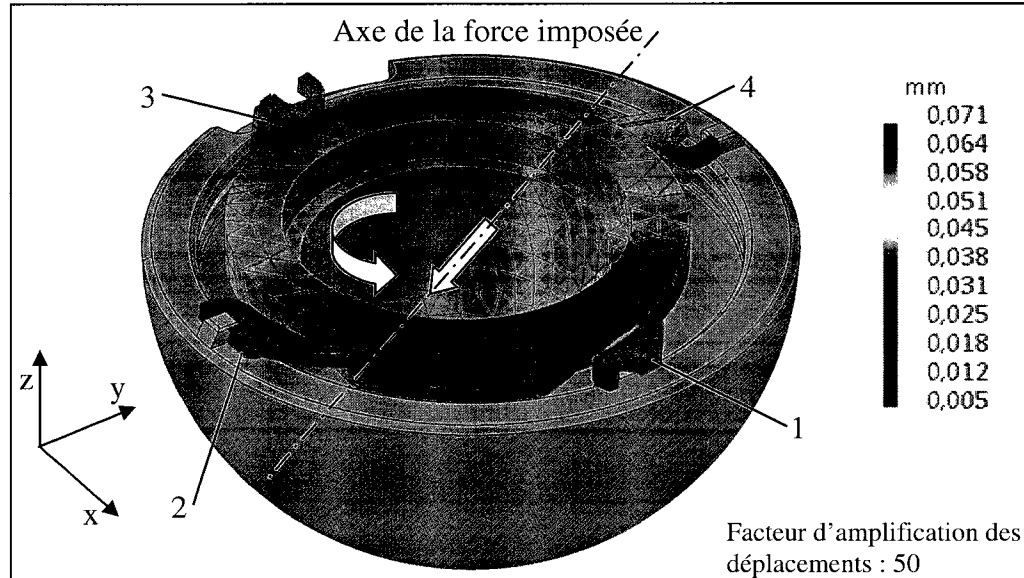


Figure 3.20 Déplacements de l'IEDV lors du chargement contrôlé #3.

Les lamelles 1, 3 et 4 ne pouvant limiter le déplacement de l'IEDV en direction des Y-, seule la lamelle 2 peut contrer la composante de la force appliquée en Y-. En fléchissant, la lamelle 2 provoque un déplacement de l'IEDV en direction des Y-. Cependant, puisque l'IEDV est limité à un déplacement axial en direction de la force appliquée, chaque déplacement en Y- s'accompagne également d'un déplacement en Z-. Ainsi, une portion de la flexion latérale de la lamelle 2, causée par un déplacement en Y-, est transposée en flexion frontale, provoquée par un déplacement en Z-, sur les 3 autres lamelles. Également, la flexion de la lamelle 2 entraîne une rotation en sens antihoraire de l'IEDV et accentue le déplacement de la lamelle 3 en direction des Y-. À l'opposé, cette rotation favorise un déplacement de la lamelle 1 en direction des Y+. Le déplacement de l'IEDV en direction des Y- étant supérieur au déplacement de la lamelle 1 en direction des Y+, celle-ci affiche un léger déplacement en direction des Y-. Enfin, la lamelle 4 limite la rotation décrite précédemment à l'aide de son crochet et de la butée de la cupule métallique. Ainsi, la force de réaction générée sollicite la lamelle 4 en flexion latérale. Par contre, ce moment de flexion est de plus faible amplitude que celui généré à la lamelle 2.

À partir du modèle spécifique, l'état de contrainte de chacune des composantes est caractérisé (Tableau 3.5).

Tableau 3.5 Contraintes maximales lors du chargement contrôlé #3

Corps	Contraintes équivalentes Von Mises (MPa)	Nature des contraintes
Lamelle 1	364	Flexion frontale
Section support 1	419	Flexion paroi interne
Lamelle 2	640	Flexions latérale
Section support 2	476	Compression paroi interne
Lamelle 3	382	Flexion frontale
Section support 3	317	Flexion paroi interne
Lamelle 4	467	Flexion frontale
Section support 4	426	Flexion paroi interne
Limite élastique de l'acier inoxydable 17-4 : 540 MPa		

Les lamelles 1 et 3 sont principalement sollicitées en flexion frontale et affichent sensiblement le même niveau de contrainte. La lamelle 3 est légèrement plus contrainte étant donné la faible flexion latérale provoquée par un plus grand déplacement en direction des Y-. Pour sa part, la lamelle 4 subit également de la flexion frontale, mais une plus grande flexion latérale augmente ses contraintes par rapport aux lamelles 1 et 3. Enfin, la lamelle 2 est la plus sollicitée d'entre toutes et affiche un niveau de contrainte supérieur à la limite élastique. La distribution des contraintes sur la lamelle 2 témoigne d'une forte flexion latérale combinée à de la flexion frontale (Figure 3.21).

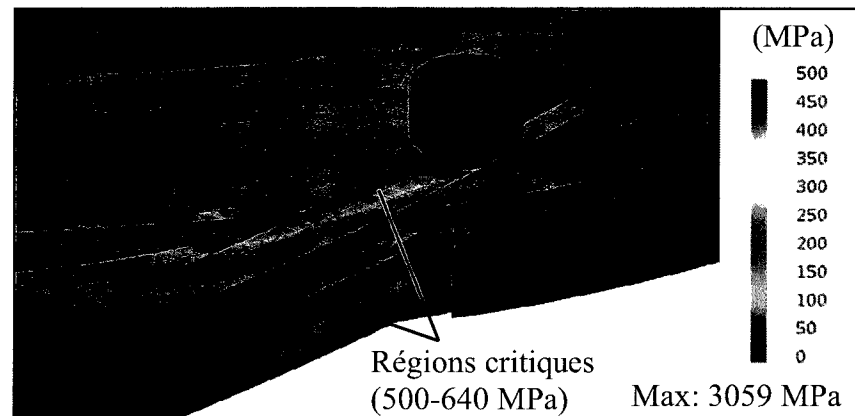


Figure 3.21 Contraintes Von Mises lors du chargement contrôlé #3.

Dans le cas présent, les régions d'intérêts deviennent critiques, car l'étendue de fortes contraintes entraîne des déformations plastiques et la défaillance de la lamelle 2.

3.3.1.2 Essais expérimentaux

Cette section présente les résultats expérimentaux obtenus lors des trois conditions de chargement contrôlé afin de valider la simulation numérique.

3.3.1.2.1 Chargement contrôlé #1

Lors des essais expérimentaux, la force mesurée en fonction du déplacement imposé permet d'évaluer le comportement de l'IEDV lorsque ce dernier est soumis au chargement de 150 N (Figure 3.22).

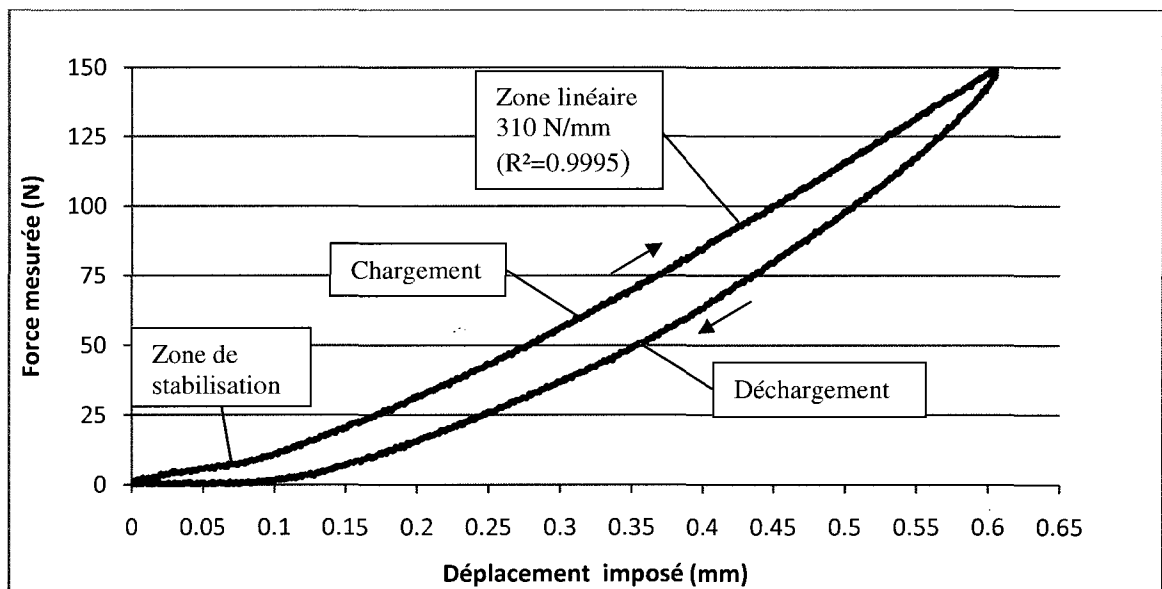


Figure 3.22 Force et déplacements issus de l'essai à 100 % lors du chargement #1.

En premier lieu, on distingue deux phases : la phase de chargement, où le déplacement imposé augmente jusqu'à ce qu'une force de 150 N soit mesurée et la phase de déchargement où la direction du déplacement imposé est inversée. La phase de chargement est caractérisée

par une section non linéaire (0-25 N) suivie d'une portion quasi-linéaire qui se prolonge jusqu'au sommet de la courbe. Cette section non linéaire est une zone de stabilisation. Le jeu entre les pièces de l'IEDV et les variations dimensionnelles entre les lamelles et entre les rainures du support occasionnent une distribution des forces légèrement non uniforme. Un déplacement minimal est requis pour solliciter toutes les pièces de l'IEDV et pour que celui-ci offre une rigidité constante. Ainsi, la rigidité de l'IEDV varie au début du chargement, puis se stabilise progressivement pour générer la zone linéaire observée (Figure 3.22). La rigidité de l'IEDV, évaluée par une courbe de tendance linéaire, est de 310 N/mm. Également, étant donné le faible déplacement imposé (0,6 mm) lors de cet essai mécanique, la déformation anticipée par flexion des lamelles ne peut être confirmée visuellement. Enfin, la tendance linéaire de la courbe observée jusqu'à la fin du chargement indique qu'aucune pièce de l'IEDV n'est entrée dans le domaine plastique.

Pour confirmer cette affirmation, la déviation moyenne et l'écart type, représenté par les barres d'erreur, de chaque région des lamelles et du support sont calculés. Concernant les lamelles, une déviation moyenne maximale de $44,0 \mu\text{m} \pm 1,1 \mu\text{m}$ est observée sur la butée de la lamelle 2 (Figure 3.23). Cependant, cette déviation moyenne maximale est inférieure à $94 \mu\text{m}$, soit le seuil de déformation plastique.

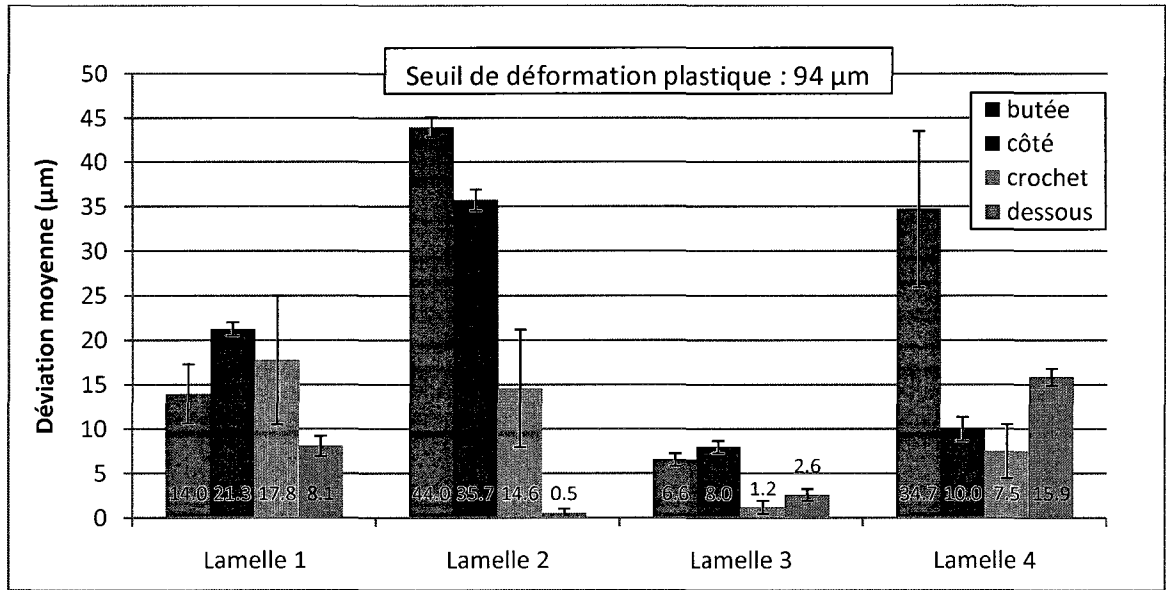


Figure 3.23 Inspection des lamelles après l'essai à 100 % lors du chargement #1.

En dessous de 94 μm , les déviations moyennes calculées ne sont pas statistiquement significatives et les fluctuations observées sont attribuables à l'erreur systématique de la procédure d'inspection. Dans le cas présent, les déviations observées ne peuvent être associées à la présence de déformations plastiques, car elles sont inférieures à 94 μm .

Concernant le support, aucune déviation moyenne supérieure à 13 μm n'est observée (Figure 3.24). Le même raisonnement s'applique à ces résultats et la présence de déformations plastiques ne peut être confirmée sur aucune région du support.

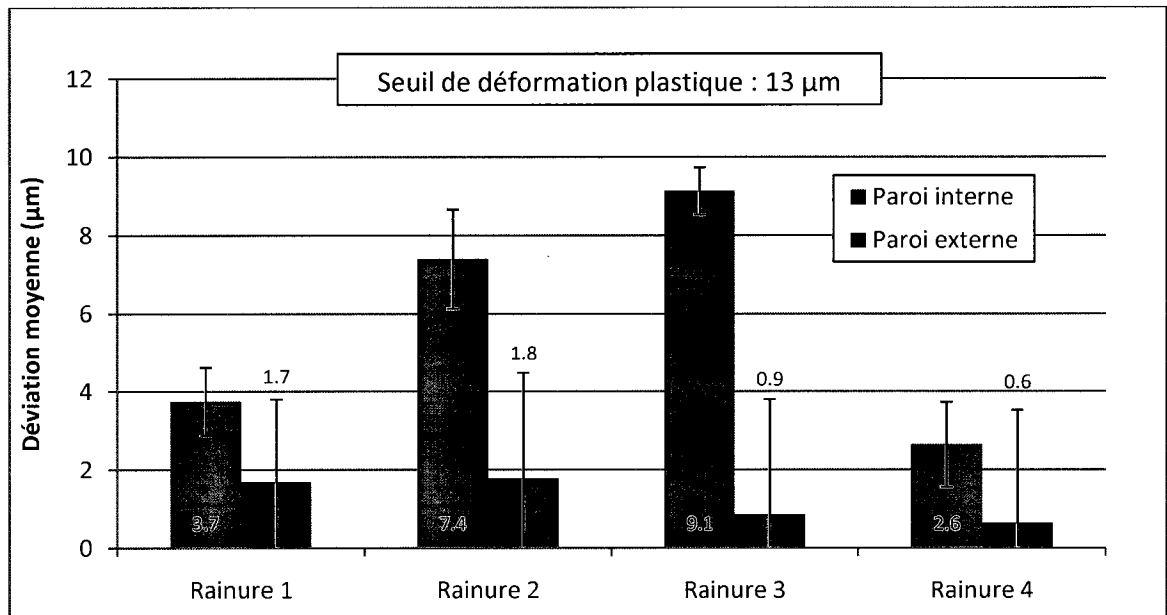


Figure 3.24 Inspection du support après l'essai à 100 % lors du chargement #1.

En combinant les résultats obtenus, il est possible d'affirmer que l'IEDV résiste à la charge maximale de 150 N appliquée lors de la condition de chargement #1.

Dans le cas présent, où aucune déformation plastique n'est décelée, seuls les résultats de l'essai à 100% (150 N) de la charge calculée sont présentés. Les résultats des essais à 50 % (Voir annexe IX p. 153) ne fournissent aucune information supplémentaire.

3.3.1.2.2 Chargement contrôlé #2

Lors des essais reproduisant la deuxième condition de chargement, la caméra de vidéo-extensométrie permet de suivre le déplacement du centre du disque pivotant dans un plan incliné parallèle au dessus du bloc support (Figure 3.25).

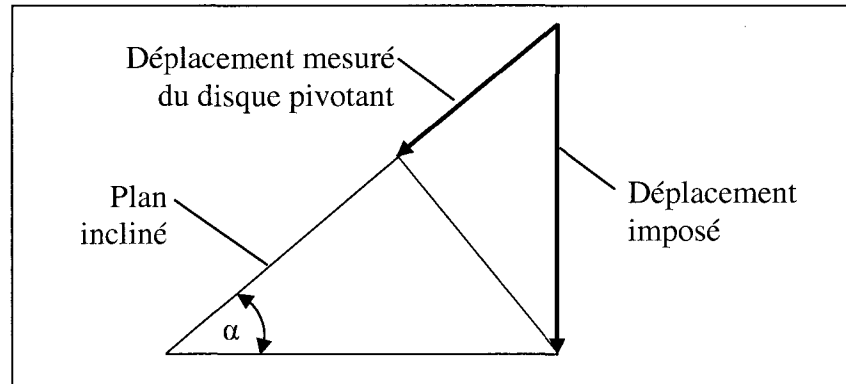


Figure 3.25 Schéma illustrant la nature du déplacement mesuré.

Cette information supplémentaire est superposée au graphe représentant la force mesurée en fonction du déplacement imposé (Figure 3.26). Seule la phase de chargement est présentée pour alléger le graphe et tous les déplacements et forces sont présentés en valeurs positives pour aider à la compréhension.

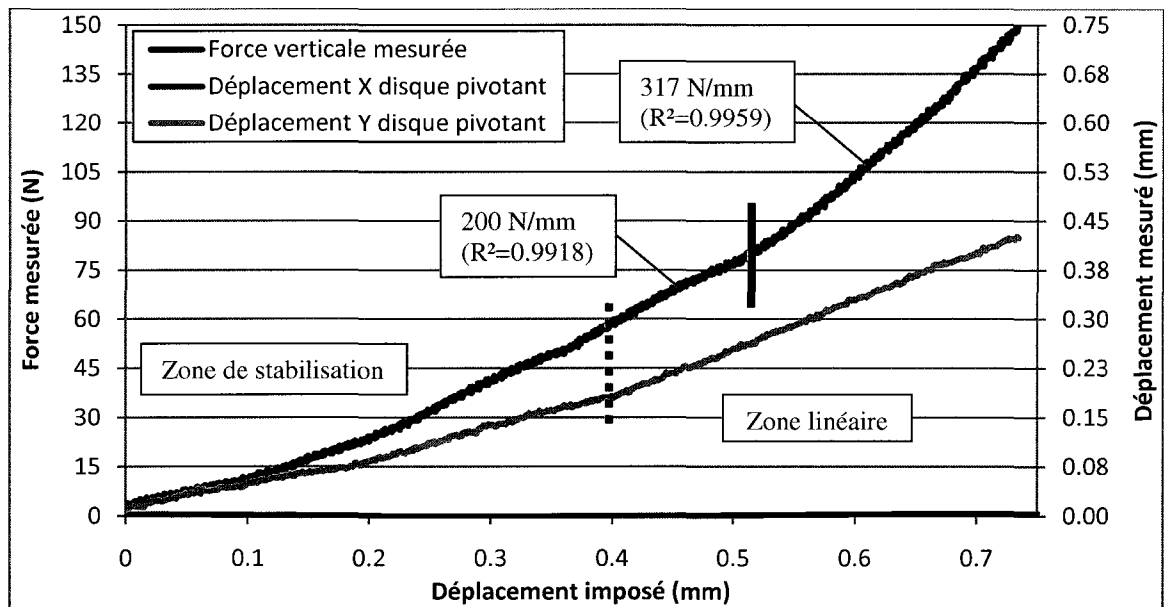


Figure 3.26 Force et déplacements issus de l'essai à 100 % lors du chargement #2.

On observe que la zone de stabilisation sur la courbe de la force mesurée est beaucoup plus grande et qu'il est plus difficile de cerner clairement la fin de celle-ci. Par contre, on observe un changement de pente net de la courbe du déplacement Y du disque pivotant vis-à-vis la

ligne pointillée (Figure 3.26). À droite de cette ligne, la courbe est pratiquement linéaire et à gauche la courbe oscille légèrement. Un profil linéaire de cette courbe indique que le disque pivotant se déplace proportionnellement dans le plan incliné par rapport au déplacement imposé. Considérant que le support effectue le même déplacement que celui imposé, un profil linéaire de la courbe du déplacement Y dans le plan incliné du disque pivotant indique que ce dernier est immobile par rapport au support. De plus, seules les lamelles peuvent faire bouger le disque pivotant par l'intermédiaire des tiges en T. Donc, si le disque pivotant bouge par rapport au support, ceci indique que la portion des lamelles à l'intérieur du support bouge également et que la stabilisation est toujours en cours. Après le trait pointillé, toutes les pièces se déplacent verticalement au même rythme, puisque le déplacement mesuré est linéaire. Également, le déplacement latéral en X dans le plan incliné du disque pivotant est nul tout au long du chargement. En effet, le piston de la machine de tests mécaniques coulisse verticalement et ne permet aucun mouvement latéral.

Durant la stabilisation, le déplacement vertical du disque par rapport au support est confirmé à l'aide de la vidéo captée par le caméscope numérique et des captures d'écran sont prises à 50 N, 60 N, et 150 N. On observe un décalage entre le disque pivotant et le support sur l'image prise à 60 N (Figure 3.27b) en comparaison à celle prise à 50 N (Figure 3.27a). Par la suite, ce décalage demeure le même jusqu'à 150 N (Figure 3.27c).

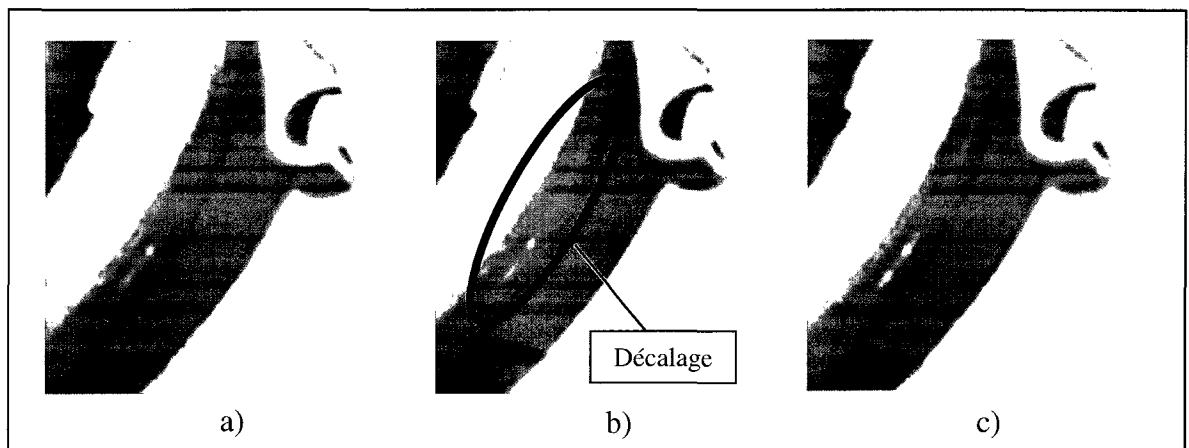


Figure 3.27 Position du disque pivotant à a) 50 N, b) 60 N et c) 150 N.

Le décalage observé à l'aide de la vidéo correspond bien à un déplacement du disque et non une déformation, car aucune force extérieure ou interne ne peut contraindre ce dernier puisqu'il n'est pas totalement immobilisé. De plus, le décalage observé ne peut être associé à la déformation du support, car ce dernier aurait continué à se déformer au même rythme durant tout le chargement. Or, ce n'est pas le cas, puisque le déplacement du disque pivotant cesse lorsque la force atteint environ 60 N et marque le début de la zone linéaire.

En ce qui a trait à la zone linéaire (Figure 3.26), elle est composée de deux sections de rigidité différentes. La première section, située entre la ligne pointillée et la ligne pleine, a une rigidité de 200 N/mm tandis que la deuxième section à droite de la ligne pleine a une rigidité de 318 N/mm. Cette différence s'explique par le fait que les crochets des lamelles 1 et 3 ne sont pas appuyés aux butées du bloc support au début du chargement. La vidéo captée lors de l'essai expérimental permet d'observer que le contact entre les crochets et les butées du bloc support se produit durant le chargement (Figure 3.28). Ainsi, la lamelle 2 qui contraint seule le déplacement de l'IEDV est épaulée par les lamelles 1 et 3 en cours de chargement et c'est pourquoi on observe une augmentation de la rigidité suite à ce contact. Ainsi, la première zone linéaire peut être incluse dans la zone de stabilisation, car l'IEDV n'offre par sa pleine rigidité.

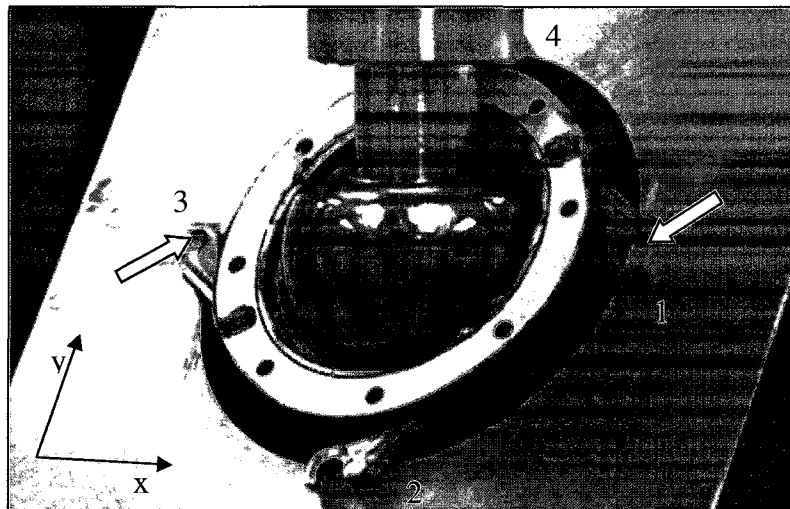


Figure 3.28 Appui des lamelles 1 et 3 sur les butées au cours du chargement #2.

La seconde partie linéaire se poursuit jusqu'à ce que la force mesurée soit de 150 N. Une fois de plus, ce comportement linéaire témoigne que l'IEDV est sollicité uniquement dans le domaine élastique.

Concernant le comportement des lamelles lorsqu'elles se déforment, celui-ci est caractérisé à l'aide de la vidéo captée lors de l'essai mécanique. On observe le fléchissement latéral de la lamelle 2 dont la butée glisse sur le rebord du bloc support. Également, on remarque que les lamelles 1 et 3 subissent de la flexion latérale, mais de sens opposé. Enfin, un mouvement de rotation du disque pivotant autour de son axe, non perceptible à l'œil nu, est capté par la caméra de vidéo-extensométrie (Figure 3.29).

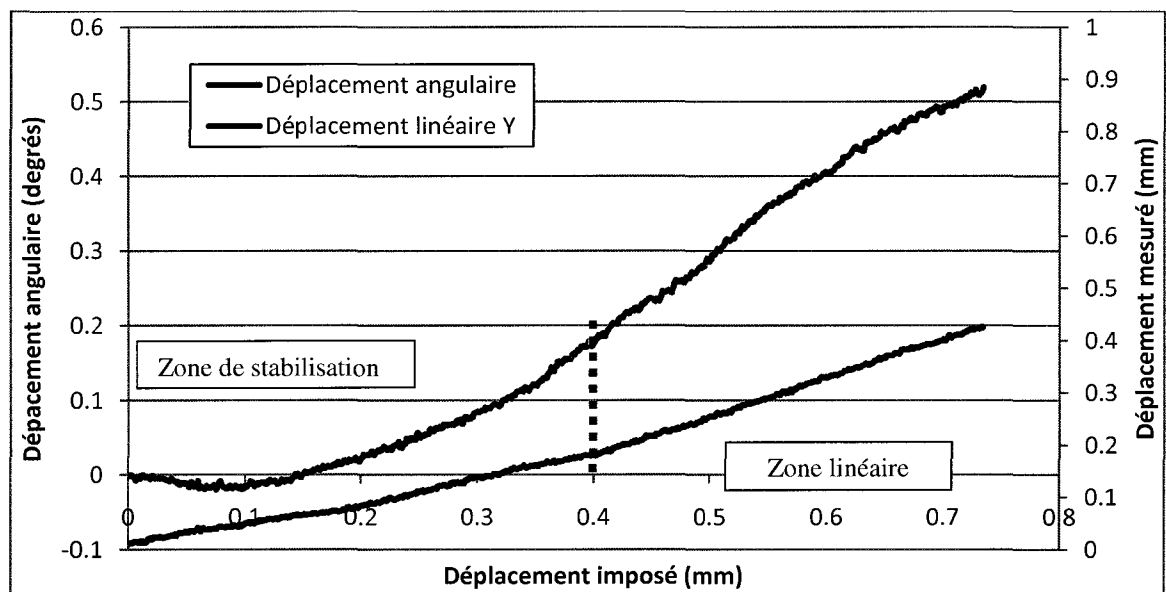


Figure 3.29 Rotation du disque pivotant lors du chargement #2.

Tel que mentionné précédemment, le déplacement à vitesse constante du centre du disque pivotant indique que ce dernier ne bouge pas par rapport au support. Ainsi, il est possible d'associer le déplacement angulaire du disque pivotant à celui de L'IEDV. Donc, ce dernier tourne autour de son axe central de $0,5^\circ$ durant le chargement #2.

En ce qui a trait à l'inspection des pièces à l'aide de la MMC, les résultats indiquent également que l'IEDV est sollicité élastiquement, puisqu'aucune déformation plastique n'est

confirmée. Les déviations moyennes des lamelles sont toutes inférieures au seuil de déformation plastique (Figure 3.30).

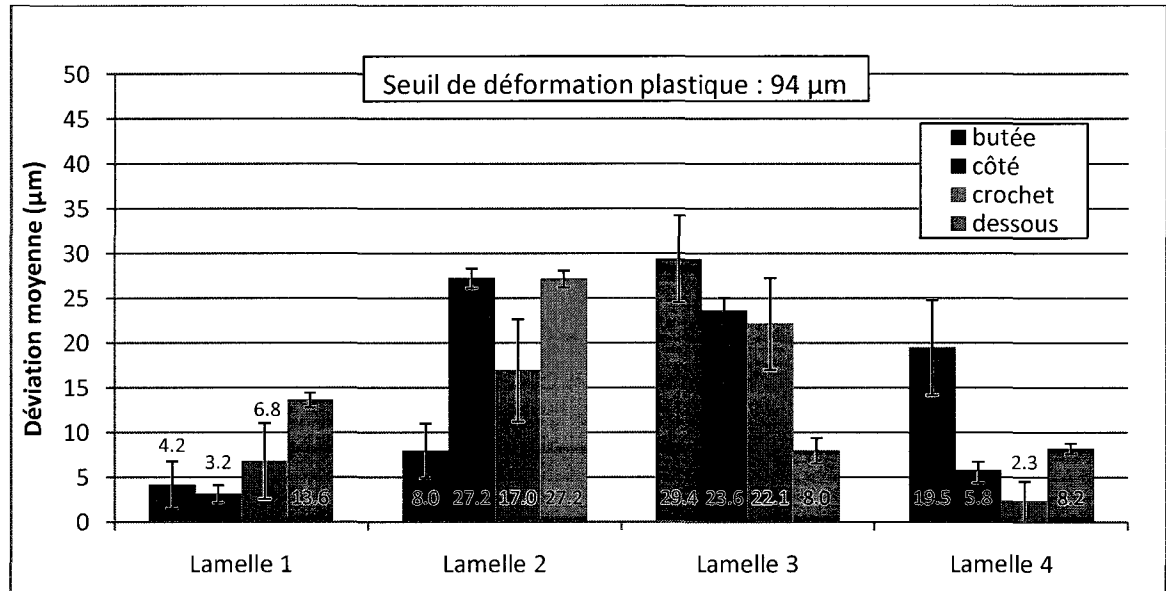


Figure 3.30 Inspection des lamelles après l'essai à 100 % lors du chargement #2.

Il en va de même pour le support puisqu'aucune déviation moyenne n'excède le seuil de déformation plastique (Figure 3.31).

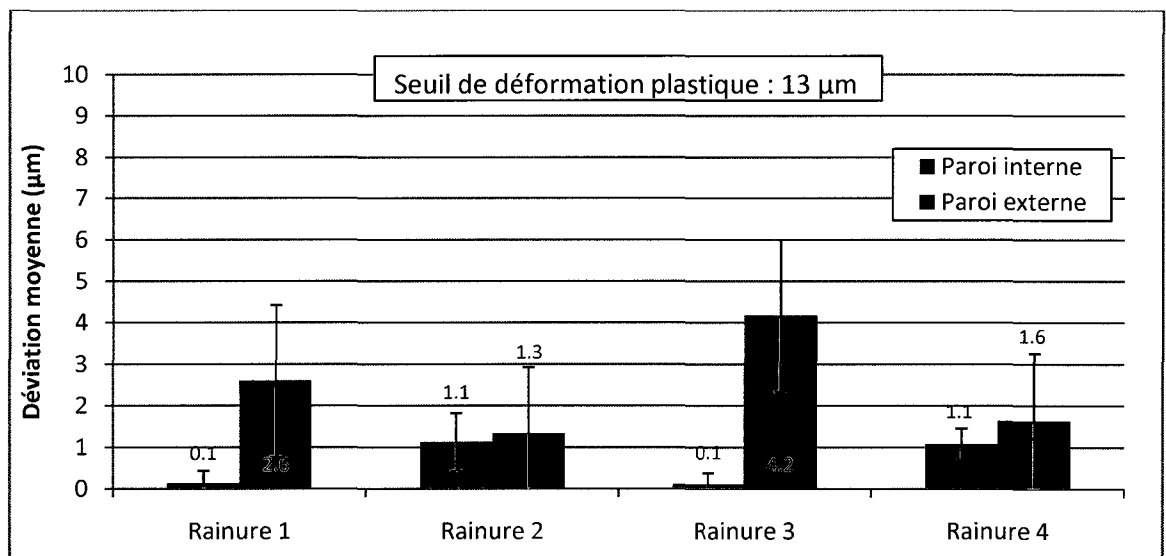


Figure 3.31 Inspection du support après l'essai à 100 % lors du chargement #2.

3.3.1.2.3 Chargement contrôlé #3

Lors de la troisième condition de chargement, la zone de stabilisation sur la courbe de la force mesurée est clairement identifiable et se termine à 45 N (Figure 3.32). La stabilisation se fait progressivement et sans oscillation.

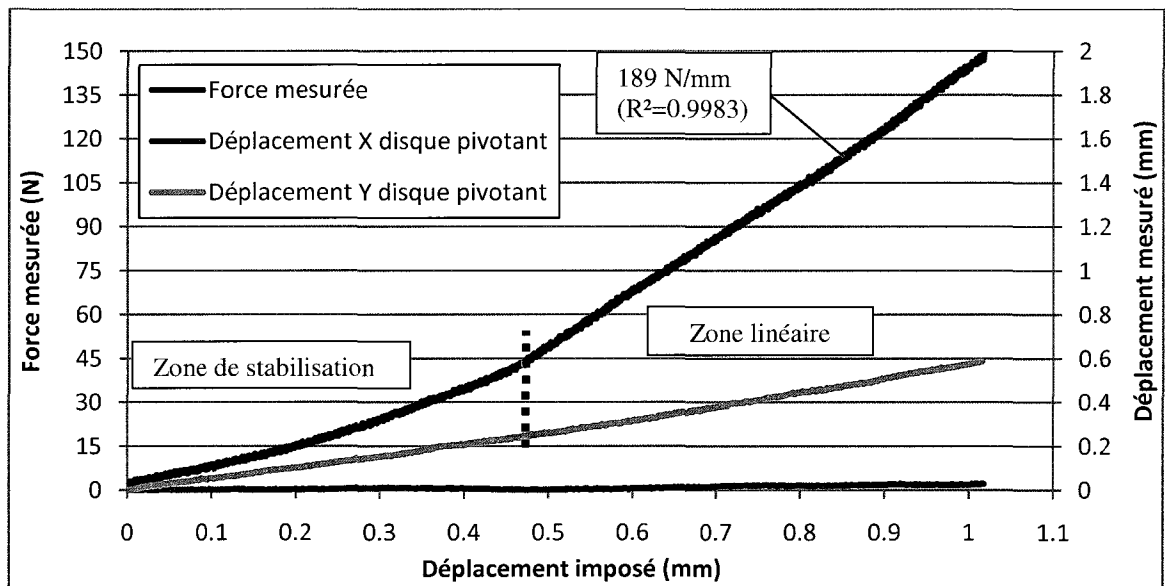


Figure 3.32 Force et déplacements issus de l'essai à 100% lors du chargement #3.

De plus, la courbe du déplacement Y dans le plan incliné du disque pivotant affiche une linéarité qui indique que ce dernier se déplace à vitesse constante par rapport au support. Quant au déplacement X, il est pratiquement nul et peut être permis par le jeu entre le disque pivotant et le support. Enfin, la zone linéaire de la courbe de la force mesurée témoigne une rigidité de 189 N/mm et indique que l'IEDV est sollicité uniquement dans le domaine élastique.

L'inspection des lamelles révèle que la déviation moyenne maximale de $20,1 \mu\text{m} \pm 0,9 \mu\text{m}$ sur le dessous de la lamelle 2 est inférieure au seuil de déformation plastique (Figure 3.33). Ainsi, la présence de déformation plastique ne peut être confirmée sur les lamelles.

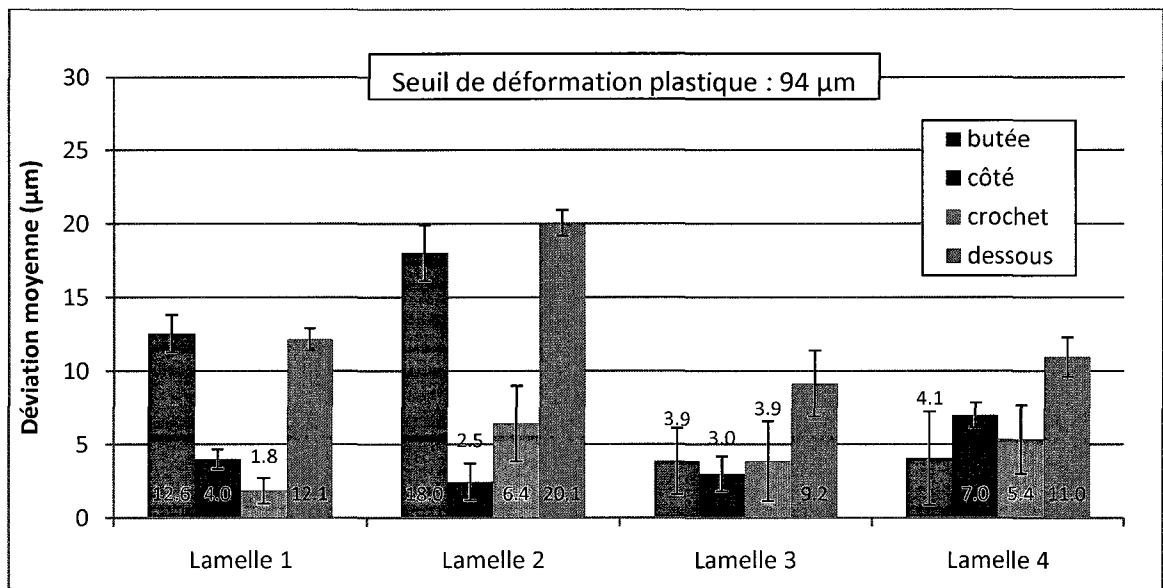


Figure 3.33 Inspection des lamelles après l'essai à 100 % lors du chargement #3.

Les résultats obtenus lors de l'inspection du support illustrent que la déviation moyenne maximale est de $9,9 \mu\text{m} \pm 4,3 \mu\text{m}$ au niveau de la paroi externe de la rainure 3 (Figure 3.34). Bien que certaines déviations formant la déviation moyenne excèdent $13 \mu\text{m}$, la distribution des 36 déviations ne permet pas de conclure statistiquement à la présence de déformation plastique.

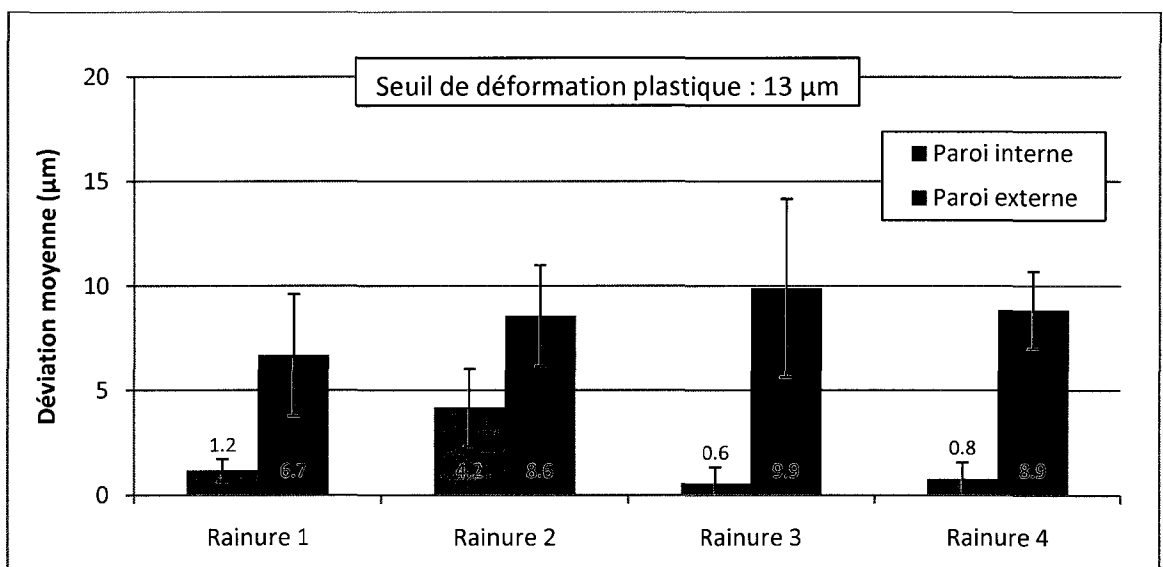


Figure 3.34 Inspection du support après l'essai à 100 % lors du chargement #3.

À propos du comportement des lamelles lors du chargement, la vidéo captée permet d'observer la forte flexion latérale de la lamelle 2 (Figure 3.35).

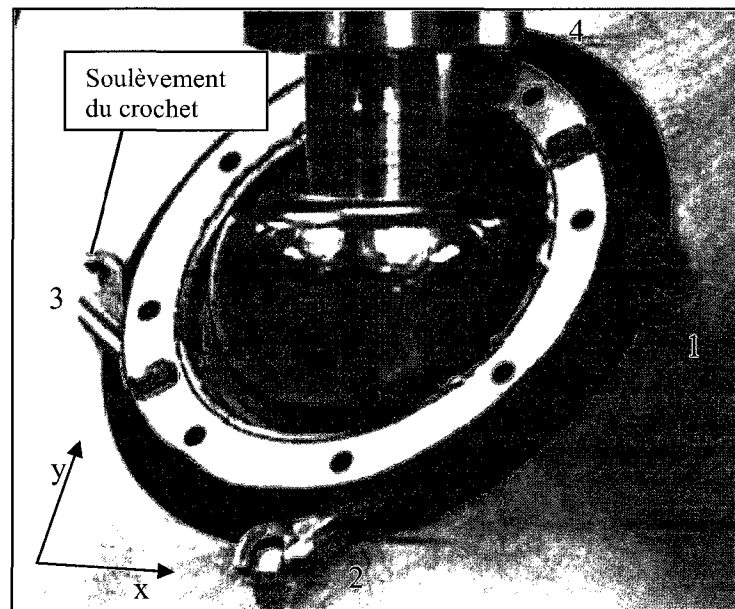


Figure 3.35 Comportement des lamelles lors du chargement #3.

Celle-ci s'affaisse tout en pivotant autour de la butée de la cupule métallique. De plus, la flexion frontale des lamelles 1, 2 et 3 est confirmée par le soulèvement des crochets observé (Figure 3.35). Également, le glissement des lamelles 1 et 3 en direction des Y- indique que celles-ci ne sont pas sollicitées en flexion latérale. Quant à la lamelle 4, son comportement ne peut être analysé, car elle est cachée par le piston lors du chargement. Également, un mouvement de rotation est observé à l'aide de la caméra de vidéo-extensométrie. À nouveau, le déplacement linéaire en Y du disque pivotant confirme que ce dernier est immobile par rapport au support ce qui permet d'associer le mouvement de rotation du disque pivotant à celui de l'IEDV (Figure 3.36). Ainsi, une rotation de $0,65^\circ$ de l'IEDV est observée lors du chargement #3.

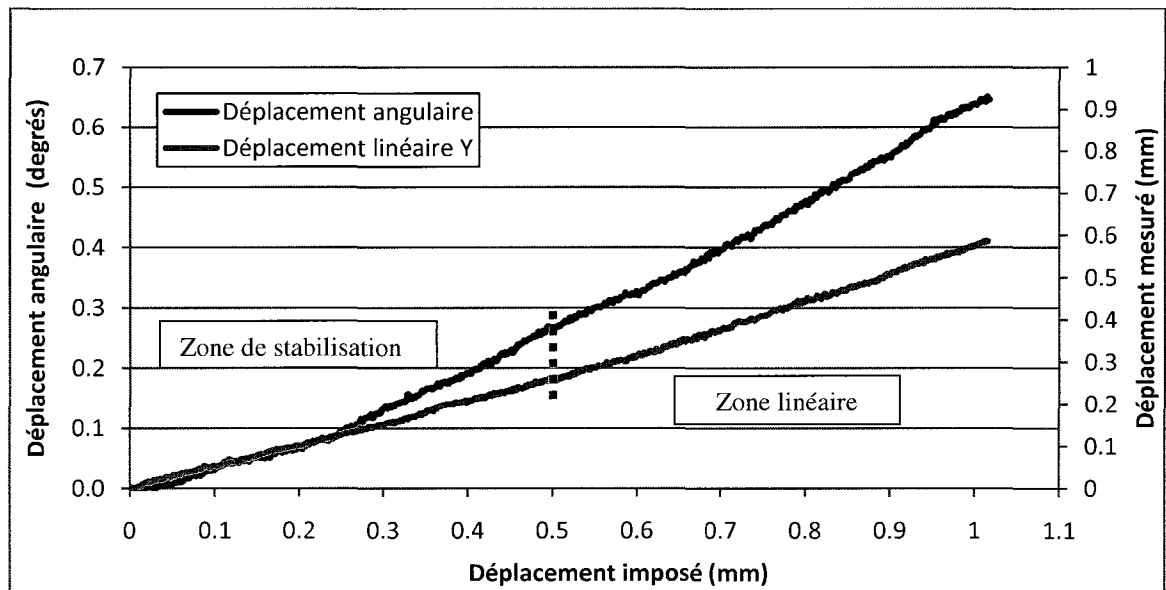


Figure 3.36 Rotation du disque pivotant lors du chargement #3.

Enfin, les résultats obtenus permettent d'affirmer que l'IEDV est sollicité uniquement dans le domaine élastique lors du chargement #3. Tel que planifié dans la méthodologie, un dernier essai visant à établir la force maximale applicable lors de la condition de chargement la plus sévère est réalisé. Les résultats par éléments finis démontrent que la condition de chargement #3 génère les plus grandes contraintes et représente la condition la plus sévère. De plus, l'analyse des rigidités calculées lors des essais expérimentaux abonde dans le même sens, puisque de manière générale la résistance mécanique est proportionnelle à la rigidité observée. Donc, la plus faible rigidité de 193 N/mm, observée lors du chargement #3, indique que cette condition est plus sévère que les deux précédentes.

Lors de cet essai ultime, la force mesurée en fonction du déplacement imposé permet de distinguer trois phases : une phase de chargement, une phase de rupture et une phase de déchargement (Figure 3.37).

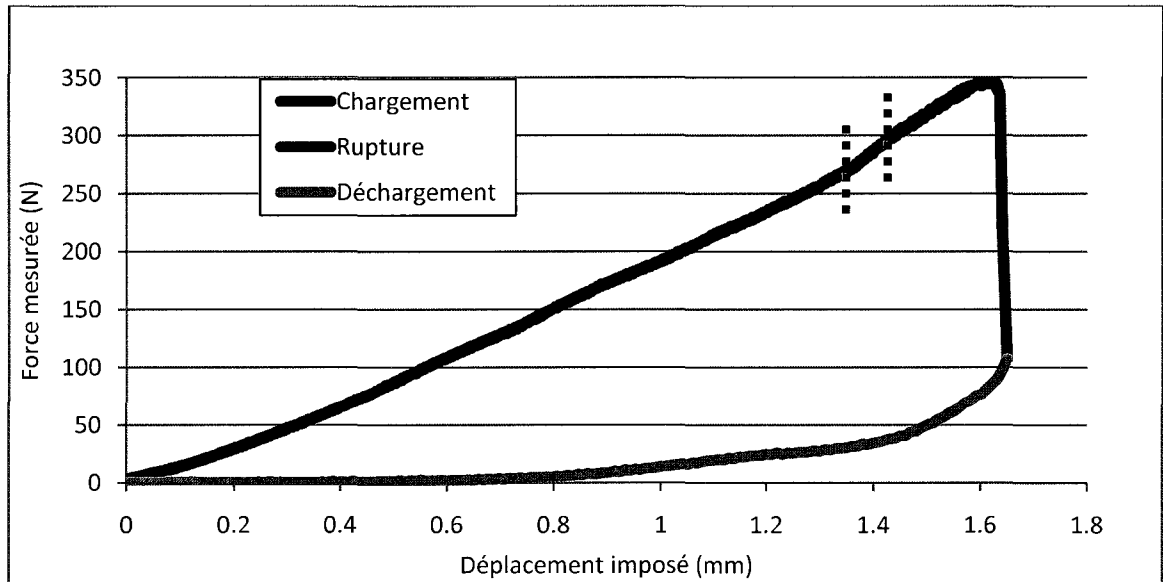


Figure 3.37 Force et déplacements issus de l'essai à la rupture lors du chargement #3.

La phase de chargement est caractérisée par une zone de stabilisation (0-50 N) qui précède un premier long segment linéaire jusqu'à 270 N qui est suivi d'un plus court se terminant à 300 N. Cette augmentation de la rigidité peut s'expliquer par le fait que les butées sous les lamelles 1 et 3 touchent au rebord du bloc support après un grand déplacement en direction des Y- (Figure 3.38). Ainsi, elles sont sollicitées en flexion latérale et augmentent la rigidité globale.

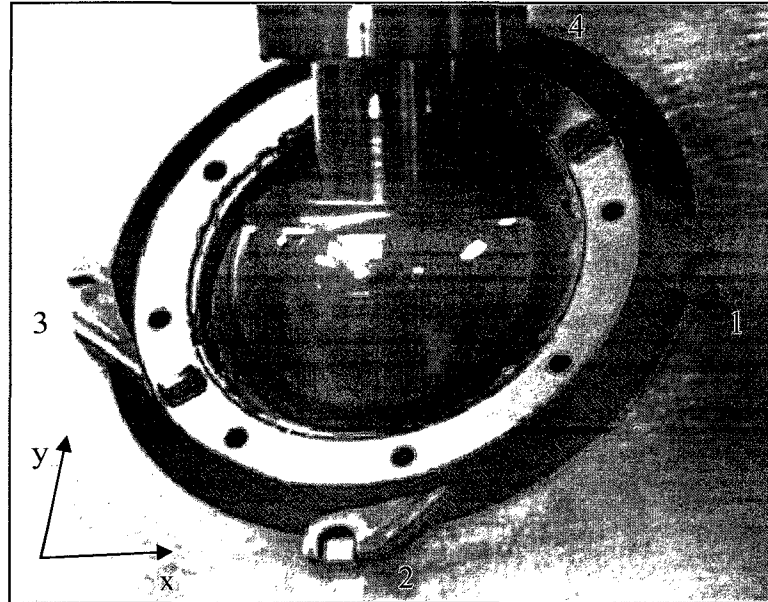


Figure 3.38 Déplacement de l'IEDV lors de l'essai de rupture.

Ensuite, un point d'inflexion marque le début de la phase de rupture où la rigidité diminue et induit un profil convexe à la courbe de la force mesurée (Figure 3.37). Peu après que la rigidité soit devenue nulle, soit près de 345 N, la force mesurée chute abruptement pour se stabiliser près de 100 N. Cette portion de la courbe indique qu'une pièce de l'IEDV s'est rompue subitement, mais pas totalement puisque l'IEDV offre encore une certaine résistance au déplacement imposé. La phase de déchargement débute lorsque la machine de tests mécaniques détecte une chute de plus de 50 % de la force maximale. À cet instant, le déplacement est inversé et le piston revient à sa position initiale.

Une première inspection visuelle permet d'identifier que le siège s'est rompu lors du dernier essai. Le siège, fabriqué en ABS par FDM, s'est délaminé au niveau de l'épaule sur environ le tiers de la circonférence (Figure 3.39).

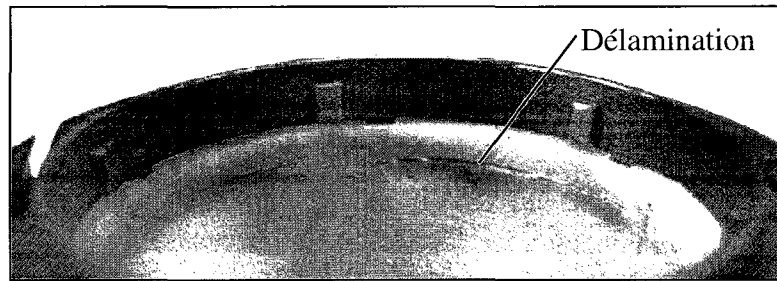


Figure 3.39 Rupture du siège par délamination.

La rupture partielle du siège explique la résistance mécanique offerte par l'IEDV suite à la chute drastique de la force mesurée.

L'inspection des lamelles à l'aide de la MMC démontre que trois régions de la lamelle 2 affichent une déviation moyenne supérieure au seuil de déformation plastique (Figure 3.40). En effet, une déviation moyenne de $339,6 \mu\text{m} \pm 5,6 \mu\text{m}$ sur la butée, de $192,6 \mu\text{m} \pm 5,5 \mu\text{m}$ sur le côté et de $165,4 \mu\text{m} \pm 45,5 \mu\text{m}$ sur le crochet est mesurée.

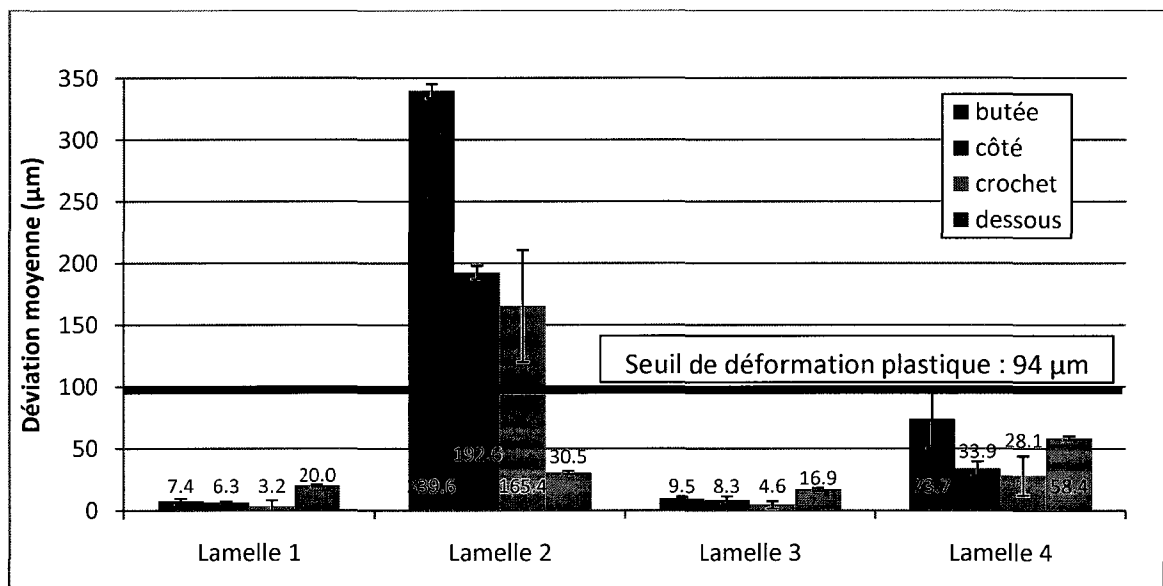


Figure 3.40 Inspection des lamelles après l'essai à la rupture lors du chargement #3.

Les déviations mesurées sur la butée et sur le crochet sont dépendantes des déviations enregistrées sur le côté et le dessous de la lamelle. En effet, une déviation sur le côté ou sur le dessous de la lamelle indique que cette dernière a fléchi latéralement ou frontalement et, par

conséquent, que toute l'extrémité de la lamelle s'est déplacée. Dans ces cas, des déviations sont perçues au niveau de la butée et du crochet sans que ces régions soient réellement déformées. Pour conclure à la présence de déformation plastique au niveau de la butée ou du crochet, il faut qu'aucune déformation plastique ne soit confirmée sur le dessous et sur le côté de la lamelle. Ainsi, dans le cas présent, il est seulement possible de confirmer que la lamelle a déformé plastiquement par flexion latérale étant donné l'amplitude des déviations mesurées sur le côté de la lamelle. Cependant, il est probable que la butée ou le crochet se soient déformés plastiquement, mais il est impossible de le confirmer par cette méthode d'inspection. Des images prises avant le chargement (Figure 3.41a) et peu avant la rupture (Figure 3.41b) démontrent que la lamelle 2 est fortement sollicitée lors de cet essai.

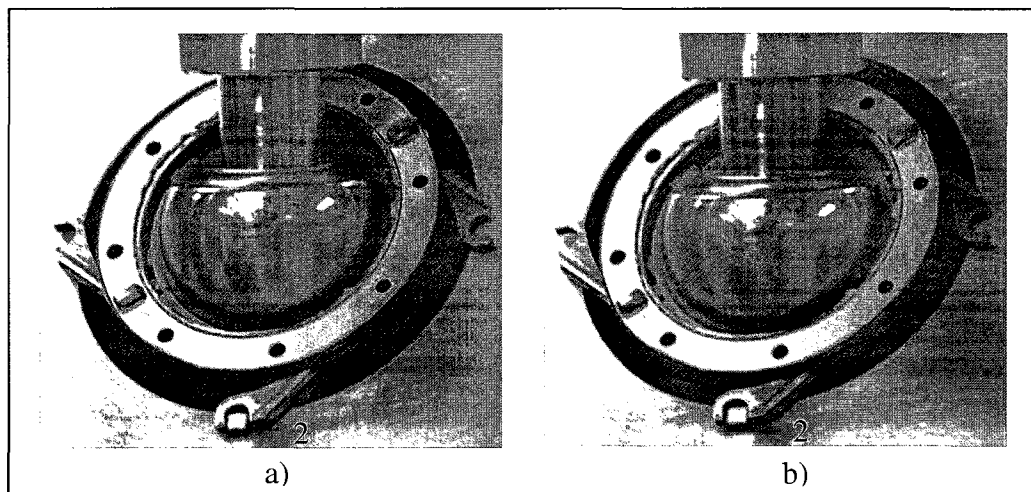


Figure 3.41 Lamelle 2 a) avant chargement et b) peu avant la rupture.

L'inspection du support confirme la présence de déformations plastiques sur la paroi interne de la rainure qui reçoit la lamelle 2. En effet, une déviation moyenne de $15,1 \mu\text{m} \pm 1,1 \mu\text{m}$ excède le seuil de déformation plastique (Figure 3.42).

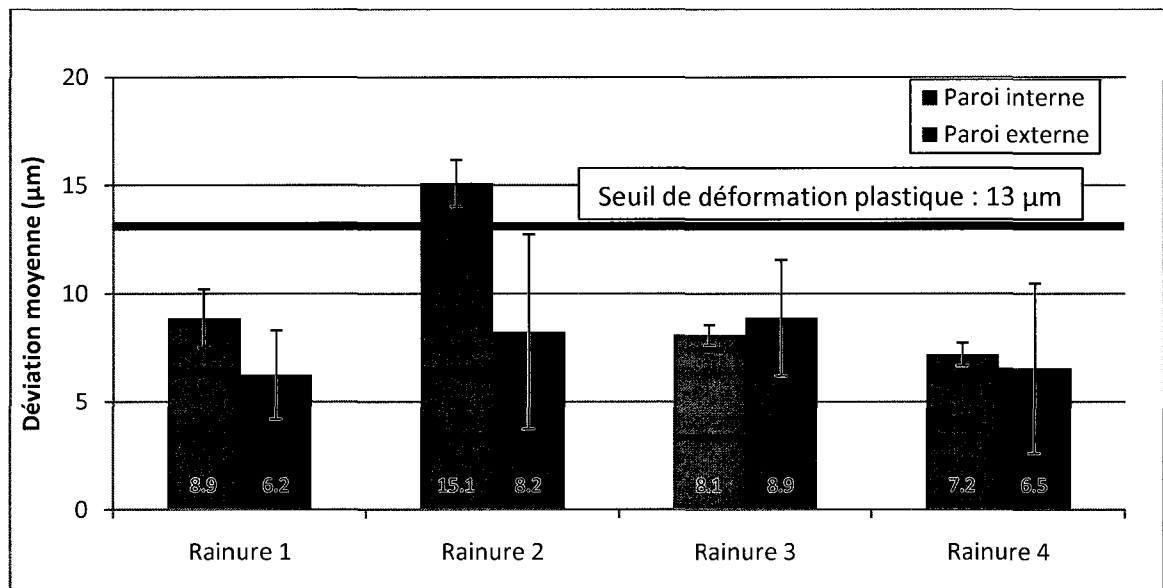


Figure 3.42 Inspection du support après l'essai à la rupture lors du chargement #3.

Maintenant que tous les résultats de cet essai à la rupture sont présentés, la combinaison de ces derniers permet une analyse plus élaborée.

La rupture par délamination au niveau du siège est une rupture sèche et fragile bien que l'ABS, qui le compose, soit un matériau ductile. Ce type de rupture est causé par la structure en strates du siège fabriqué à l'aide du procédé FDM (*Voir annexe III, p. 127*). L'interface entre deux couches représente une discontinuité de la structure interne et, par le fait même, une faiblesse. Ainsi, seule l'adhérence entre deux couches caractérise la résistance mécanique perpendiculaire aux couches. De plus, cette faiblesse étant présente sur la totalité d'un même plan, la propagation d'une fissure est grandement facilitée. Ainsi, on observe un comportement fragile selon l'axe perpendiculaire aux couches et c'est pourquoi la rupture du siège est nette et instantanée. Cependant, seule la dernière portion de la phase de rupture, caractérisée par la chute de la force (Figure 3.43), correspond à la rupture par délamination du siège.

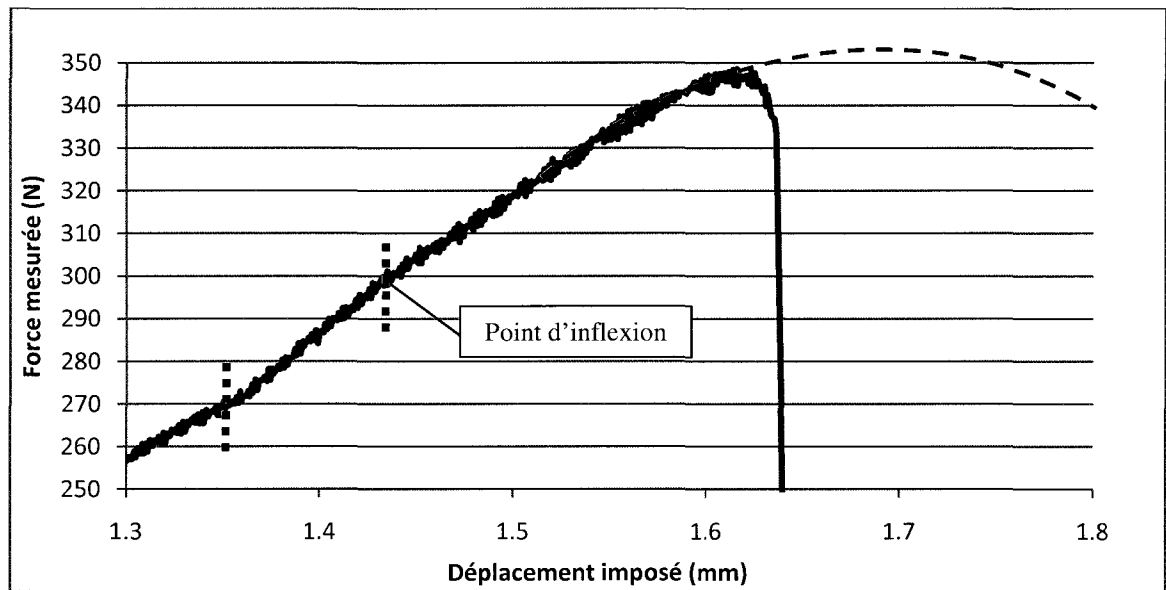


Figure 3.43 Phase de rupture de l'IEDV lors du chargement #3.

Le début de la zone de rupture, marqué par un point d'inflexion, s'apparente au passage du domaine élastique au domaine plastique d'un matériau ductile. Durant ce processus la rigidité chute progressivement, devient nulle puis négative avant que la rupture ait lieu. Le processus de rupture d'un matériau ductile se traduit par un profil en forme de cloche de la courbe force-déplacement après le point d'inflexion (trait pointillé à la Figure 3.43). Or, on observe tout juste la moitié de cette cloche avant que la force chute radicalement peu après 345 N (Figure 3.43). Puisque l'on sait que la lamelle 2, fabriquée en acier inoxydable 17-4 ductile, a déformé plastiquement sans se rompre, il est plausible d'affirmer que la plastification de la lamelle s'est amorcée à 300 N et qu'elle a été interrompue par la rupture instantanée du siège par délamination. Ainsi, les résultats obtenus démontrent que la lamelle 2 résiste à un chargement maximal de 300 N. Implicitement, l'IEDV résiste à la même force lorsque la condition de chargement #3 est reproduite.

3.3.1.3 Comparaison des résultats numériques et expérimentaux

En comparant les résultats numériques aux résultats expérimentaux, on remarque que le comportement global de l'IEDV et de chaque pièce évaluée lors de la simulation numérique est confirmé lors des essais expérimentaux.

La force appliquée lors des trois conditions de chargement semble se répartir correctement, puisque la nature des chargements simulés numériquement pour chaque lamelle est observée lors des essais expérimentaux. En effet, la répartition de la flexion latérale et frontale sur les lamelles s'est avérée la même lors des essais numériques et expérimentaux. De plus, l'interaction entre les lamelles et la cupule métallique simulée numériquement s'est révélée juste, puisque les essais expérimentaux illustrent les mêmes comportements. Également, la nature des déplacements de l'IEDV évaluée numériquement et expérimentalement, notamment sa rotation lors des chargements #2 et #3, présente de fortes similitudes. Donc, il est possible d'affirmer que la simulation numérique évalue fidèlement le comportement de l'IEDV, et ce, lors des trois conditions de chargement.

Cependant, on remarque que l'amplitude des contraintes évaluées à l'aide du modèle spécifique est supérieure au niveau de contraintes déduit à partir des résultats expérimentaux. À titre d'exemple, la simulation numérique évalue que la lamelle 2 est surchargée lors de la condition de chargement #3, alors que les résultats expérimentaux indiquent que toutes les pièces résistent au chargement. Cependant, le modèle numérique a correctement identifié la lamelle la plus chargée, puisque l'essai de rupture démontre que la lamelle 2 s'est déformée plastiquement alors que les autres lamelles sont demeurées dans le domaine élastique. C'est donc dire que le niveau de contrainte déduit lors de l'essai expérimental est plus faible que celui évalué lors de la simulation numérique, mais que la distribution des contraintes est de même nature.

Deux observations peuvent expliquer l'écart perçu entre les résultats numériques et expérimentaux. Premièrement, le prototype fonctionnel de l'IEDV présente une géométrie différente de celle utilisée lors de la modélisation numérique. En effet, les pièces du prototype, notamment les lamelles, ont dû être sablées afin de permettre leur assemblage. Ainsi, un jeu, de beaucoup supérieur à celui prévu, permet aux lamelles de bouger à l'intérieure des rainures du support. Également, le sablage a arrondi les arrêtes des lamelles, ce qui favorise la rotation de celles-ci à l'intérieur du support. Une fois l'IEDV assemblé et son diamètre extérieur fixé à 68 mm en prévision des essais de chargement, une translation

des lamelles d'environ 1 mm est constatée le long des rainures (Figure 3.44). De plus, une rotation des lamelles d'environ 15° autour de leur axe central est également observée (Figure 3.44).

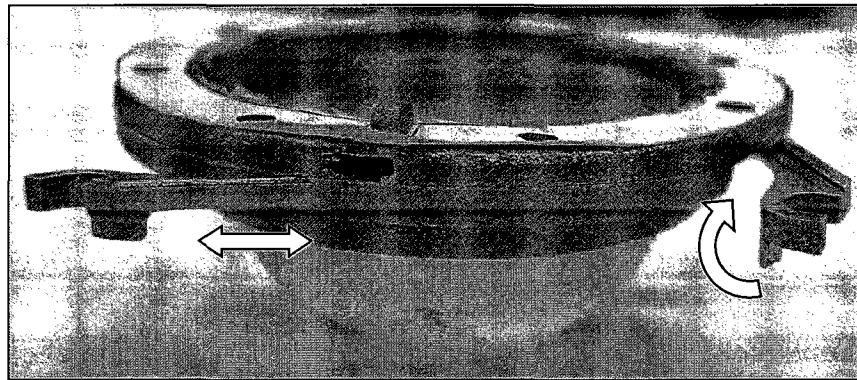


Figure 3.44 Jeu entre les composantes du prototype de l'IEDV.

Ce jeu permet aux lamelles de se repositionner à l'intérieur des rainures du support lorsqu'elles sont chargées mécaniquement. Selon l'orientation des forces appliquées, différents mouvements des lamelles sont occasionnés modifiant ainsi la nature du réel chargement imposé. À l'opposé, le modèle numérique spécifique utilise une géométrie composée d'arrêtes vives aux dimensions nominales sans jeu entre les pièces afin d'imposer des liaisons de contact parfait et de simplifier le modèle. Ainsi, les lamelles sont davantage contraintes en déplacement et conservent la même position lors des simulations numériques. D'autre part, la présence d'arrêtes vives au sein du modèle numérique provoque des concentrateurs de contraintes et accentue l'amplitude des contraintes prédites. Bon nombre des contraintes maximales des régions d'intérêts se trouvaient sur une arrête vive, ce qui contribue à accroître l'écart entre les résultats numériques et expérimentaux.

Le déplacement des lamelles peut expliquer l'écart observé entre les résultats numériques et expérimentaux, notamment lors de la condition de chargement #3. Les forces appliquées sur la lamelle 2 la font pivoter à plat et autour de son axe central et la font coulisser à l'intérieur de la rainure. Ce repositionnement diminue la longueur en porte à faux de la lamelle

réduisant le moment de flexion frontal et diminue la composante de la force appliquée qui génère le moment de flexion latéral (Figure 3.45).

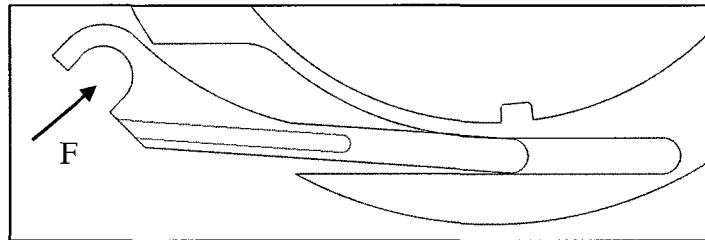


Figure 3.45 Déplacement de la lamelle 2 dans le support.

Ainsi, pour une même amplitude de force appliquée, la lamelle 2 est moins sollicitée en flexion et résiste davantage au chargement. Également, lors de l'essai de rupture, la lamelle 2 se retrouve coincée entre l'IEDV et le bloc support et subit davantage du cisaillement que de la flexion (Figure 3.46).

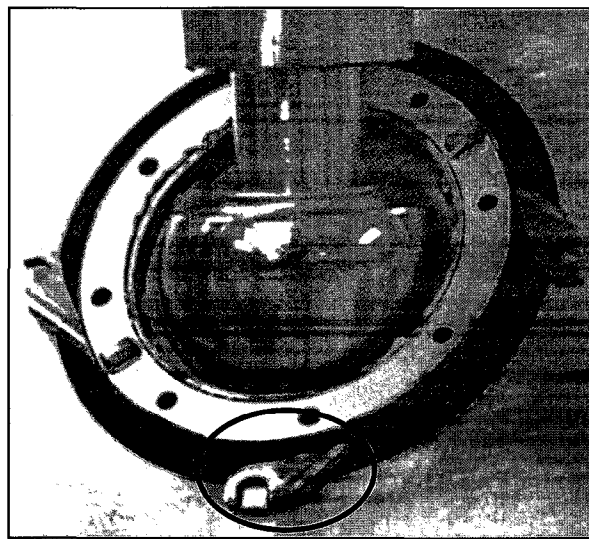


Figure 3.46 Cisaillement de la lamelle 2 lors de l'essai de rupture.

Deuxièmement, le même prototype de l'IEDV est utilisé pour tous les essais mécaniques. Au total, ce prototype aura été chargé sept fois en plus des essais préliminaires effectués pour valider les routines de chargement. Même si les inspections des lamelles et du support n'ont pas confirmé la présence de déformation plastique entre chacun des essais, il est possible que

certaines pièces se soient déformées plastiquement. En effet, le seuil de déformation plastique de $94\ \mu\text{m}$ est suffisamment élevé pour permettre la présence de déformation plastique sans que la méthode d'inspection révèle leur présence. Considérant qu'une région plastifiée voit sa limite élastique augmentée par écrouissage, il est possible que les premiers chargements aient contribué à augmenter la résistance mécanique de l'IEDV et ainsi lui permettre de résister à la troisième condition de chargement. Les lamelles étant sollicitées sensiblement de la même manière lors des deux dernières conditions de chargement, cette explication est d'autant plus plausible. En effet, les mêmes régions plastifiées lors du deuxième chargement résisteraient mieux lors du troisième chargement. Ce raisonnement s'applique également entre l'essai à 100 % et l'essai à la rupture lors de la condition de chargement #3. Ainsi, l'écrouissage entre les essais mécaniques peut expliquer en partie les conclusions divergentes entre les résultats numériques et expérimentaux.

3.3.2 Évaluation de la résistance mécanique par simulation numérique

Les modèles numériques validés, ceux-ci permettent de relever les faiblesses mécaniques de l'IEDV lorsque ce dernier est chargé, tel était l'objectif visé par cette étude. Cette section présente les résultats obtenus avec les modèles global et spécifique pour les trois conditions de chargements critiques. Rappelons que les cas de chargements critiques permettent des déplacements latéraux de l'IEDV contrairement aux chargements contrôlés. Ainsi, la réelle résistance mécanique de l'IEDV est évaluée lors de ces simulations numériques. Dans un premier temps, le comportement sous charges de l'IEDV est analysé suivi de l'évaluation du niveau de contraintes des lamelles et du support.

3.3.2.1 Chargement #1

Les résultats obtenus lorsque l'IEDV est soumis à la condition de chargement #1 sont en tous points identiques aux résultats issus de la simulation numérique reproduisant un chargement contrôlé. En effet, l'IEDV offre le même comportement, car la géométrie de ce dernier répartit uniformément la force appliquée perpendiculairement en son centre sur les quatre

lamelles. Ainsi, l'IEDV reste stable et centré par rapport à la cupule métallique sans aide extérieure. La condition frontière guidant l'IEDV lors de la validation numérique n'affecte nullement le comportement de ce dernier. Donc, les résultats numériques précédemment présentés caractérisent le réel comportement de l'IEDV lorsque ce dernier est soumis à la condition de chargement #1. Ces derniers indiquent que l'IEDV s'est déplacé verticalement en direction de la force appliquée sollicitant également chaque lamelle en flexion frontale et que l'amplitude maximale des contraintes observées s'élève à 360 MPa.

3.3.2.2 Chargement #2

Le modèle global constitué de la condition de chargement critique #2 permet d'observer le déplacement de l'IEDV à la surface de la cupule métallique (Figure 3.47). On remarque que le déplacement de l'IEDV n'est pas orienté en direction de la force imposée.

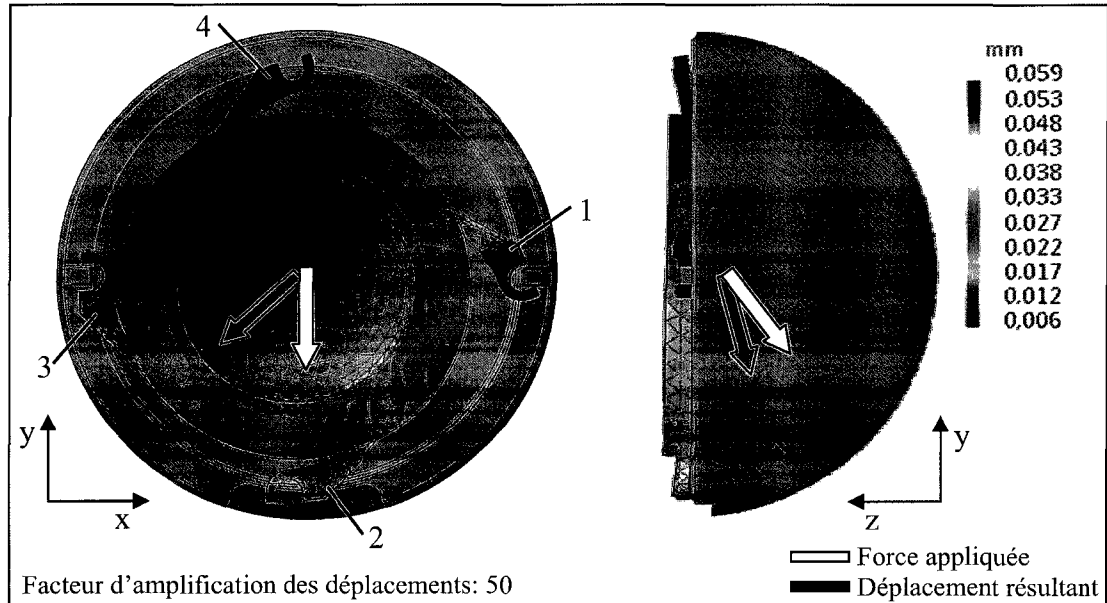


Figure 3.47 Déplacements de l'IEDV lors du chargement #2.

En effet, les lamelles 2 et 3 subissent de la flexion latérale provoquant le déplacement de l'IEDV en leur direction. De plus, la lamelle 1 est également sollicitée en flexion latérale, mais de sens opposé à la flexion des lamelles 2 et 3. Ces trois lamelles limitent le mouvement

en Y-, mais imposent un déplacement en X- causé par la flexion latérale. Quant à la lamelle 4, elle est davantage sollicitée en flexion frontale que les autres lamelles. En effet, la composante en Y de la force appliquée crée un moment négatif autour de l'axe X qui modifie la répartition des forces de réaction en Z. Considérant que seules les lamelles 1, 3 et 4 peuvent contrer ce moment et que la lamelle 4 est la plus éloignée de l'axe de pivot, celle-ci affiche une force de réaction en Z supérieure. Cette flexion frontale supérieure affaisse davantage la lamelle 4 et contribue à augmenter le déplacement résultant autour d'elle (Figure 3.47). Enfin, le déplacement résultant de l'IEDV s'effectuant davantage dans le plan XY que dans l'axe Z, indique que les lamelles sont davantage sollicitées en flexion latérale qu'en flexion frontale.

Les résultats issus du modèle spécifique abondent dans le même sens, puisque les contraintes maximales observées sur trois des lamelles sont causées par de la flexion latérale (Tableau 3.6).

Tableau 3.6 Contraintes maximales lors du chargement #2

Corps	Contraintes équivalentes Von Mises (MPa)	Nature des contraintes
Lamelle 1	354	Flexion latérale inversée
Section support 1	238	Compression paroi externe
Lamelle 2	387	Flexion latérale
Section support 2	276	Compression paroi interne
Lamelle 3	563	Flexion latérale
Section support 3	537	Compression paroi interne
Lamelle 4	221	Flexion frontale
Section support 4	284	Flexion paroi interne

On remarque que la lamelle 3 et la section du support qui la reçoit démontrent les contraintes les plus élevées. En effet, la flexion latérale de la lamelle 3 occasionne une zone de compression sur sa face interne où la contrainte maximale est de 563 MPa et une zone de tension sur sa face latérale externe (Figure 3.48).

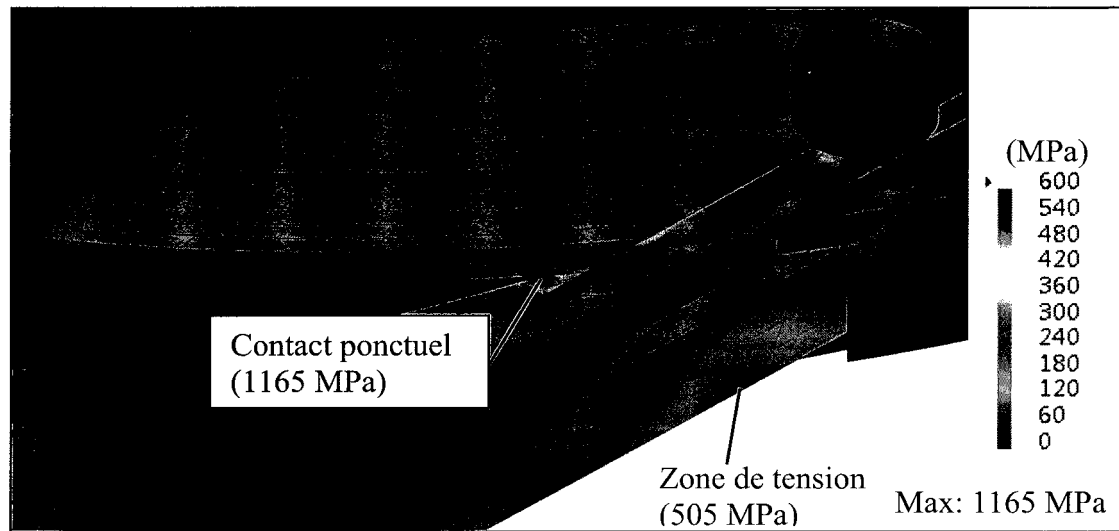


Figure 3.48 Contraintes Von Mises sur la lamelle 3 lors du chargement #2.

Également, le contact ponctuel entre la paroi interne du support et la lamelle explique la petite région fortement contrainte (Figure 3.48). De plus, la flexion latérale de la lamelle est responsable de la compression de la pointe de la paroi interne du support tandis que la flexion frontale de la lamelle provoque la flexion de la paroi interne du support.

3.3.2.3 Chargement #3

Les résultats obtenus avec le modèle global indiquent que l'IEDV se déplace fortement en direction des X+ (Figure 3.49).

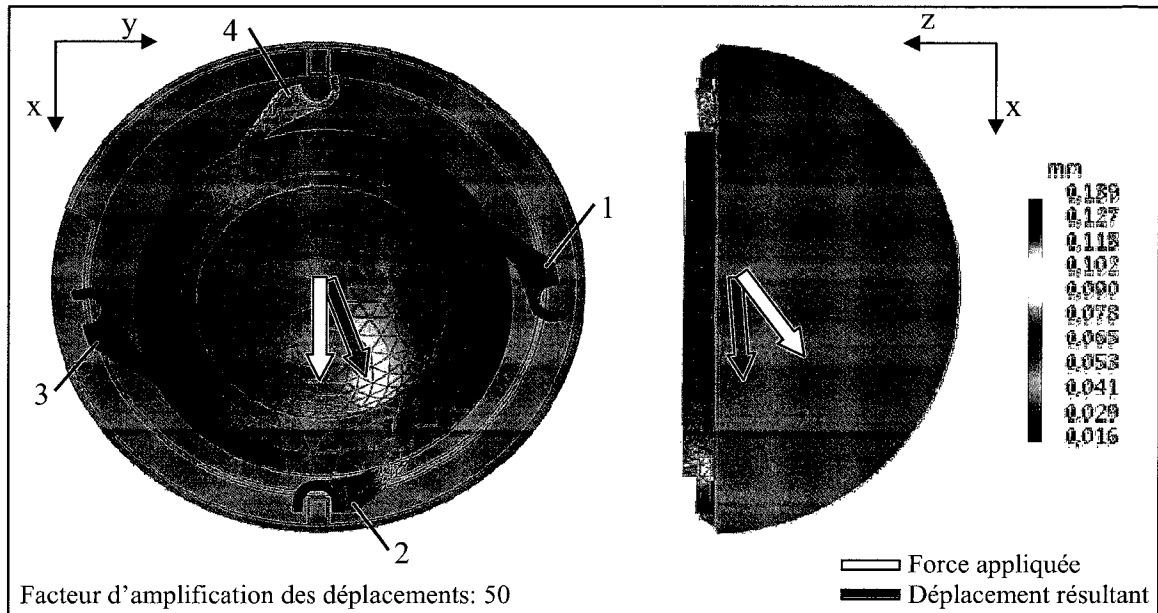


Figure 3.49 Déplacements de l'IEDV lors du chargement #3.

Les lamelles 1 et 3 peinent à immobiliser l'IEDV en direction de l'axe X, puisque leur butée tangente au rebord interne de la cupule métallique n'offre aucun appui. Ainsi, la presque totalité de la force appliquée selon X est concentrée sur la lamelle 2. Cette dernière est fortement sollicitée en flexion latérale et entraîne l'IEDV en direction des axes X+ et légèrement en Y+. D'ailleurs, ce déplacement en Y+ sollicite la lamelle 1 en flexion latérale. De plus, l'IEDV subit un mouvement de rotation antihoraire, ce qui accentue le déplacement en X+ de la lamelle 3. Quant à la lamelle 4, elle est sollicitée en flexion frontale, mais également en flexion latérale, car son crochet utilise la butée de la cupule métallique pour contrer la rotation de l'IEDV. Tout comme lors de la condition de chargement #2, le déplacement résultant de l'IEDV se fait majoritairement dans le plan XY mettant en relief les effets de la flexion latérale.

À l'aide du modèle spécifique, la distribution des contraintes est calculée et les contraintes maximales des régions d'intérêts sont relevées (Tableau 3.7).

Tableau 3.7 Contraintes maximales lors du chargement #3

Corps	Contraintes équivalentes Von Mises (MPa)	Nature des contraintes
Lamelle 1	391	Flexion latérale
Section support 1	275	Compression paroi interne
Lamelle 2	1117	Flexion latérale
Section support 2	617	Compression paroi interne
Lamelle 3	174	Flexion frontale
Section support 3	214	Flexion paroi interne
Lamelle 4	279	Flexion frontale
Section support 4	324	Flexion paroi interne

On observe que la lamelle 2 et la section du support associée se démarquent véritablement par un niveau de contraintes de trois à quatre fois supérieur aux autres pièces causé par de la flexion latérale. Le haut niveau de contrainte observé sur la face interne indique que la lamelle est davantage sollicitée en flexion latérale qu'en flexion frontale (Figure 3.50).

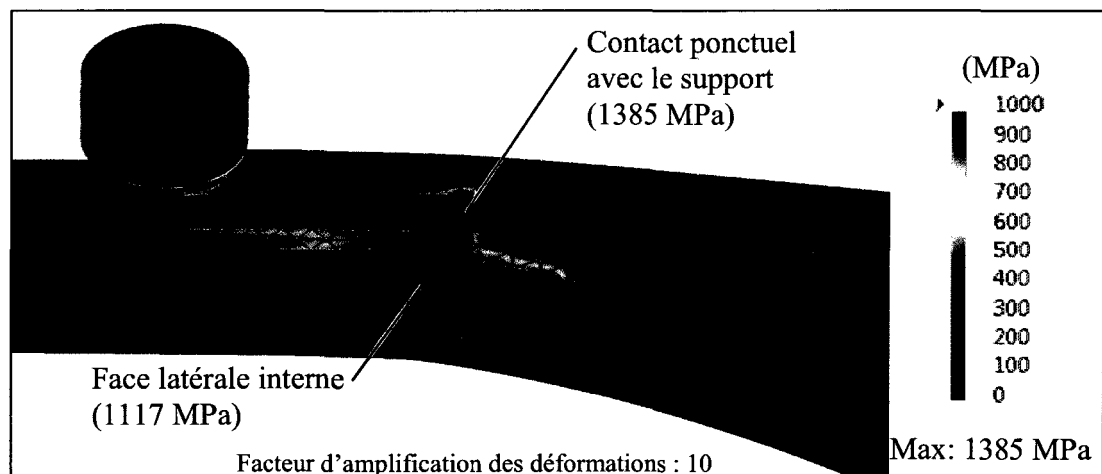


Figure 3.50 Contraintes Von Mises sur la lamelle 2 lors du chargement #3.

C'est d'ailleurs au centre de cette région d'intérêt que l'on retrouve la contrainte maximale de 1117 MPa. Également, le fort moment de flexion latérale est responsable de la compression la paroi interne du support (Figure 3.51). Le contact ponctuel entre la nervure de la lamelle et la paroi interne du support explique le haut niveau de contrainte de ces petites régions.

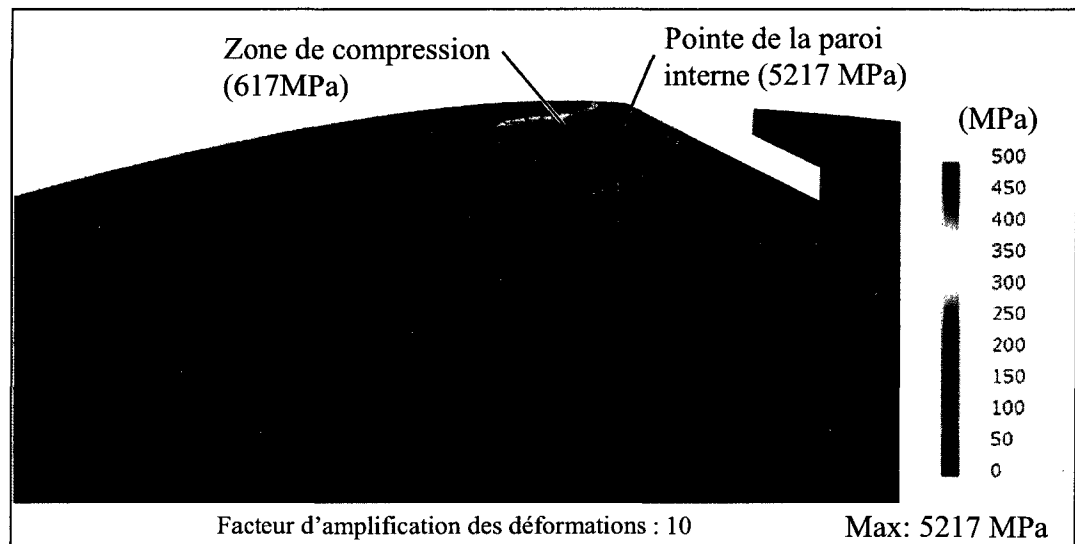


Figure 3.51 Contraintes Von Mises sur le support lors du chargement #3.

Tel qu'expliqué lors de la validation du modèle spécifique, ces régions fortement contraintes représentent des singularités mathématiques où il est impossible d'évaluer fidèlement le niveau de contrainte. Par contre, ce contact ponctuel ne doit pas être négligé, car cette petite région est réellement contrainte.

CHAPITRE 4

DISCUSSION

Le concept antérieurement proposé par Mathieu Dansereau, dans le cadre de son projet de fin d'études, constituait une solution innovatrice et prometteuse permettant de réduire considérablement le nombre de composantes utilisées lors d'une ATH. Cependant, les recommandations émises lors de ce projet font état de certaines lacunes de conception qui devaient être corrigées. L'objectif principal de ce mémoire est d'améliorer la solution proposée et d'évaluer ses performances afin d'évaluer sa conception et d'orienter la future phase d'optimisation. Le présent chapitre discute des méthodes employées et des résultats obtenus afin d'atteindre les trois objectifs spécifiques établis.

4.1 Amélioration du concept proposé

Pour répondre au premier objectif, les trois améliorations proposées sont classées par ordre de priorité en fonction du défi qu'elles représentent. Étant donné le grand nombre de contraintes déjà existantes, les améliorations jugées critiques sont priorisées, allouant ainsi une plus grande liberté de modification. Cette stratégie permet de mieux répondre à l'objectif en corrigeant d'abord les faiblesses nécessitant un plus haut niveau de modification.

Les modifications visant l'augmentation de la résistance mécanique des lamelles sont divisées en deux catégories : les modifications réduisant les moments de flexions et de torsions et celles augmentant la résistance intrinsèque des sections fortement sollicitées. La combinaison de ces modifications amplifie grandement la résistance mécanique de l'IEDV. Considérant le peu d'espace disponible et le grand nombre de contraintes de conception, une diminution relative substantielle des contraintes est réalisée grâce aux modifications apportées.

Concernant les modifications apportées au sélecteur de dimensions, celles-ci facilitent grandement l'utilisation de l'IEDV. La relocalisation des crans d'arrêt permet au disque pivotant d'assurer le contrôle simultané des lamelles et d'augmenter la précision et la fiabilité du mécanisme. De plus, le curseur et les crans d'arrêt formant le sélecteur de dimensions sont beaucoup plus visibles permettent de distinguer aisément deux dimensions voisines.

À propos du système de blocage du siège, ce dernier est grandement amélioré par de simples modifications des butées des sièges interchangeables et des butées du support. Les sièges s'insèrent et se verrouillent aisément dans le support.

La fabrication d'un prototype géométrique en ABS permet de valider le bon fonctionnement des systèmes modifiés. Le choix du procédé FDM pour réaliser le prototype s'est avéré adéquat. L'utilisation de l'ABS, la grande flexibilité des paramètres de fabrication et la facilité d'utilisation du procédé ont permis de fabriquer des pièces aux bonnes dimensions et suffisamment résistantes pour permettre l'activation du mécanisme de déploiement.

Enfin, le respect de tous les critères de conception et la correction de toutes les lacunes identifiées par des modifications efficaces permettent d'affirmer que le premier objectif a été atteint.

4.2 Évaluation de l'amplitude de mouvement

Pour caractériser l'amplitude de mouvement permise par l'IEDV et la comparer à celle permise par les IE conventionnels, une simulation cinématique numérique est réalisée. Cette méthode a l'avantage d'évaluer l'amplitude de mouvement de plusieurs IE de tailles différentes et de l'IEDV sans posséder physiquement ces composantes. De plus, les mêmes conditions d'évaluation sont reproduites tant pour l'IEDV que pour les IE. En effet, les pièces sont modélisées aux dimensions nominales et assemblées sans jeu entre elles. Ainsi, le col fémoral standardisé et la tête fémorale interagissent de la même manière avec l'IEDV qu'avec les IE. D'ailleurs, l'utilisation d'un col fémoral standardisé simplifie grandement la

réalisation de cette étude sans affecter la puissance des résultats. L'utilisation d'un col fémoral parfaitement cylindrique (Figure 4.1a) permet d'évaluer l'amplitude de mouvement en faisant abstraction de son orientation autour de son axe central. Une vraie tige fémorale, peu importe le modèle, possède un col dont la géométrie est évolutive (Figure 4.1b) et dont l'orientation de celle-ci influence l'amplitude de mouvement mesurée lorsque le col fémoral entre en contact avec l'insert d'essai.

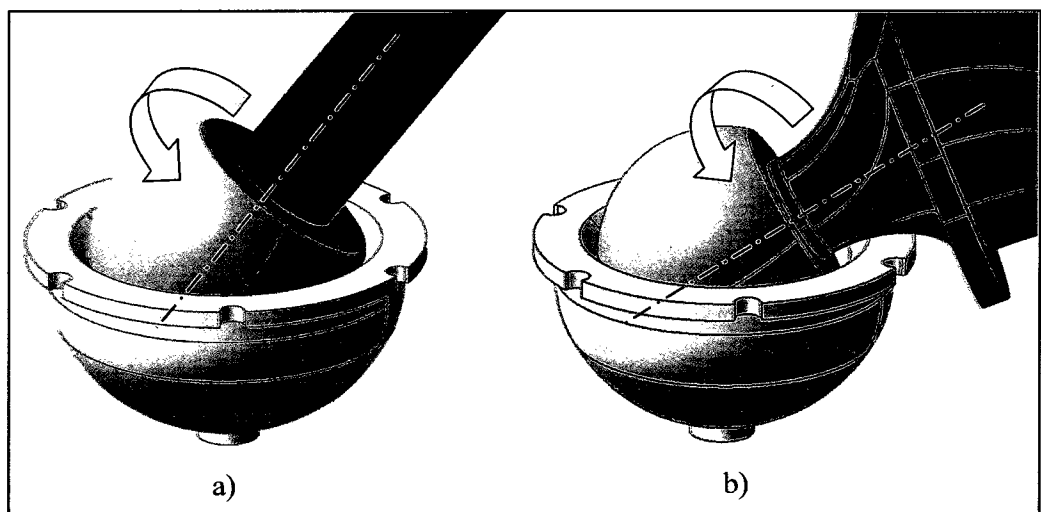


Figure 4.1 a) Col fémoral standardisé et b) col fémoral à géométrie évolutive.

Également, l'amplitude de mouvement de l'IEDV, couplé une tête fémorale de 32 mm, est évaluée expérimentalement. L'écart absolu de $0,3^\circ$ entre l'amplitude déterminée numériquement et expérimentalement est inférieur à l'incertitude de mesure de $1,4^\circ$. Ainsi, l'écart observé est attribuable à l'erreur systématique de l'instrument de mesure et permet de valider la méthode numérique.

Les résultats de l'étude numérique indiquent premièrement que l'IEDV offre une amplitude de mouvement constant pour toutes les tailles de tête fémorale puisque le support limite la course du col fémoral et non le siège. Cette observation n'est pas souhaitable, car l'IEDV doit offrir la même amplitude de mouvement que les IE conventionnels qui présentent une amplitude variable en fonction de la taille de la tête fémorale. Peu importe l'amplitude offerte

par l'IEDV, celle-ci sera toujours constante et ne pourra s'adapter au diamètre de tête fémorale.

Deuxièmement, l'écart observé entre les amplitudes offertes par l'IEDV et celles permises par les IE indique que l'IEDV restreint davantage le mouvement surtout lorsqu'une tête fémorale de grand diamètre est utilisée. Une fois de plus, cette observation n'est pas souhaitable, car l'IEDV doit offrir les mêmes amplitudes mouvement que les IE.

À partir de ces constatations, une recommandation est formulée. Un critère de conception obligeant le siège à limiter l'amplitude de mouvement devrait être ajouté lors de la future phase d'optimisation. Les sièges interchangeable ayant une géométrie distincte en fonction du diamètre de la tête fémorale, ces derniers permettraient à l'IEDV d'offrir la même amplitude de mouvement que les IE conventionnels. Enfin, cette étude a permis d'atteindre l'objectif 2 en caractérisant l'amplitude de mouvement permise par l'IEDV et en suggérant une nouvelle contrainte de conception qui orientera la future phase d'optimisation.

4.3 Évaluation de la résistance mécanique

L'utilisation d'une simulation numérique par éléments finis pour caractériser la résistance mécanique d'un corps est souvent préconisée lors du développement d'un produit. Cette méthode permet d'évaluer les performances d'un concept et de le raffiner sans nécessiter la fabrication du produit. Cependant, la fiabilité et l'exactitude des résultats issus des modèles par éléments finis dépendent essentiellement de la qualité de conception de ces derniers. Plusieurs paramètres influencent le comportement des modèles numériques et, par le fait même, les résultats obtenus. Ainsi, il est primordial de valider une simulation numérique avant de l'utiliser comme outil d'analyse. La méthode employée pour valider un tel modèle dépend principalement de la complexité de ce dernier. L'analyse de corps aux géométries prismatiques dont les conditions de chargement extérieures assurent un équilibre isostatique permettent généralement de valider analytiquement les résultats numériques. Lorsque le produit à l'étude est un assemblage de plusieurs pièces, la conception du modèle numérique

est grandement complexifiée et sa validation analytique est parfois impossible malgré l'utilisation d'hypothèses simplificatrices. Dans ces cas, la validation du modèle passe par des essais expérimentaux à l'aide d'un prototype. L'IEDV représente un de ces cas complexes; il est constitué d'un assemblage de sept pièces, dont cinq mobiles, contraint en déplacement à plusieurs endroits par la présence d'une cupule métallique et soumis à un chargement transmis par une tête fémorale.

L'élaboration d'une simulation numérique dans laquelle l'IEDV est soumis à des conditions de chargement contrôlé permet de reproduire expérimentalement les mêmes conditions afin de valider la simulation. En imposant un déplacement axial de l'IEDV, on assure une stabilité et un comportement prévisible de ce dernier facilitant l'interprétation des résultats, notamment lors des essais expérimentaux. Ainsi, les conditions de chargement restent les mêmes tout au long des essais et permettent une meilleure concordance des résultats expérimentaux et numériques.

Étant donné la difficulté d'évaluer in situ la condition de chargement la plus sévère lors d'une ATH, une approche simplificatrice et conservatrice est employée pour définir les conditions de chargements. En évaluant individuellement l'orientation et l'amplitude de la force à appliquer, on augmente les probabilités de reproduire le chargement le plus sévère, au risque que ce dernier soit plus sévère que toutes conditions réellement observées lors d'une ATH. Puisqu'une infinité d'orientations de force existent, trois d'entre elles, susceptibles de solliciter maximale l'IEDV, sont sélectionnées. Ces orientations visent à générer les plus hauts moments de flexion frontale et latérale aux lamelles, pièces jugées critiques étant donné leur fine géométrie et leur disposition en porte à faux. Quant à l'amplitude de la force, celle-ci est définie à partir de données anthropométriques simulant le poids d'une cuisse d'un homme américain de 95 percentiles placée à la verticale. Il est à noter que les patients souffrant d'obésité morbide, soit environ 3 % de la population américaine (Sturm, 2007), ne représentent pas des candidats propices aux remplacements articulaires (Horan, 2006; Parvizi, Trousdale et Sarr, 2000) étant donné un plus haut risque d'infections et de complications (Gillespie et Porteous, 2007; Winiarsky, Barth et Lotke, 1998). Ainsi, cette

approche conservatrice assure que la force appliquée est supérieure à la force réellement perçue lors de plus de 95% des ATH. Enfin, l'union de l'amplitude de la force calculée aux trois orientations identifiées forme véritablement trois conditions de chargements susceptibles de générer le plus haut niveau de contraintes lors de l'évaluation de la résistance mécanique de l'IEDV.

La stratégie utilisée pour réaliser la simulation numérique vise à minimiser le nombre d'éléments solides et de liaisons d'assemblage. Ainsi, la création de deux modèles permet d'évaluer les forces de réactions à l'extrémité des lamelles et le niveau de contrainte associé avec un nombre restreint d'éléments. Pour le modèle global, l'utilisation d'un assemblage fusionné de l'IEDV évite la création d'un grand nombre de liaisons de contact. De plus, l'emploi de corps virtuels pour définir les conditions frontière élude le maillage de la cupule métallique et de la tête fémorale. Pour sa part, le modèle spécifique tire avantage de la géométrie périodique pour ne mailler que le quart du support et d'une seule lamelle et ainsi réduire considérablement le nombre d'éléments. Pour les deux modèles, l'utilisation d'éléments solides paraboliques au détriment d'éléments linéaires augmente la précision des résultats tout en minimisant le raffinement du maillage, lequel décuple le nombre d'éléments et le temps de calcul. La simplification des modèles permet une plus grande stabilité et facilite la convergence des résultats. Cependant, la simulation numérique comporte certaines limites.

Premièrement, le modèle global ne permet pas d'évaluer la rigidité globale de l'IEDV et par le fait même l'amplitude réelle des déplacements. En effet, la fusion de l'IEDV pour le modèle global augmente artificiellement la rigidité de ce dernier. La création d'un modèle global reflétant la rigidité de l'IEDV et reproduisant l'interaction entre les lamelles et la cupule métallique permettrait de comparer l'amplitude des déplacements à ceux obtenus expérimentalement. Ainsi, un critère de comparaison supplémentaire augmenterait le niveau de confiance lors de la validation de la simulation numérique.

Deuxièmement, à l'intérieur du modèle spécifique, les lamelles et le support sont modélisés aux dimensions nominales sans jeu fonctionnel. Ce choix de conception permet de simplifier l'interaction entre les corps, mais ne permet pas d'évaluer leur réelle interaction. En effet, les pièces sont davantage limitées en mouvement ce qui accentue le niveau de contrainte. Il serait intéressant d'évaluer l'impact de cette simplification sur les résultats obtenus.

Troisièmement, le module d'analyse par éléments finis du logiciel CATIA V5 R18 utilise uniquement des lois des matériaux linéaires, ce qui pose comme hypothèse que les matériaux à l'étude demeurent dans le domaine élastique. L'utilisation de lois élasto-plastiques permettrait une meilleure évaluation de la distribution des contraintes où celles-ci sont fortement accentuées par des concentrateurs de contraintes.

En ce qui a trait aux essais expérimentaux, l'utilisation d'un banc d'essai réalisé sur une machine de tests mécaniques a permis de reproduire adéquatement les conditions de chargement contrôlé. Également, l'utilisation d'une caméra de vidéo-extensométrie, d'un caméscope numérique et d'une MMC a permis de recueillir une quantité importante de résultats afin de valider la simulation numérique.

Le contrôle en déplacement de la machine de tests mécaniques s'est avéré pertinent et efficace. En effet, la faible charge appliquée (150 N) en comparaison à la capacité de la cellule de force utilisée (2500 N), rend difficile le contrôle en force. La rétroaction du contrôleur est peu efficace lorsque la force imposée est largement sous la plage d'utilisation normale de la cellule de force (20 à 80% de sa capacité). Dans ce cas, malgré l'ajustement des valeurs PID du contrôleur, le système est souvent instable et peut tomber en résonance. Le fait d'imposer un déplacement constant jusqu'à l'atteinte de la force désirée permet d'utiliser la cellule de force sous la plage d'utilisation normale, de réduire l'amplitude d'oscillation de la force enregistrée et d'obtenir la précision de la cellule de force affichée par le fabricant, soit $\pm 1\%$.

L'utilisation de la caméra de vidéo-extensométrie a permis d'évaluer le déplacement du disque pivotant et de mieux cibler la zone de stabilisation observée en début de chargement. Cependant, l'utilisation d'une seule caméra limite l'enregistrement du déplacement en deux dimensions seulement. La combinaison de deux caméras permet de suivre les déplacements en trois dimensions d'un corps rigide muni de plusieurs cibles. Un tel système permettrait de suivre les déplacements individuels de chaque pièce de l'IEDV et ainsi mieux caractériser le comportement de ce dernier lors des chargements mécaniques. Pour sa part, le caméscope numérique a rendu possible la confirmation de certains comportements suspectés lors de l'analyse des graphiques force-déplacement grâce au visionnement des essais de chargements. De plus, les vidéos captées ont permis de confirmer le comportement des lamelles et la nature des contraintes générées.

La méthode d'inspection préconisée a permis de mesurer l'amplitude des déviations de différentes régions sur les lamelles et le support. À partir de ces résultats, la présence de déformations plastiques générées lors des chargements a pu être confirmée. Cependant, malgré une haute précision de la MMC utilisée ($\pm 1 \mu\text{m}$), la précision globale du système de mesures s'est avérée beaucoup plus faible, puisque celle-ci dépend de la géométrie de la pièce inspectée. En effet, l'efficacité à définir un référentiel précisément au même endroit sur chaque pièce, inspections après inspections, est fonction de la planéité de surfaces des pièces inspectées. Le support ayant une grande surface plane sur le dessus a permis l'acquisition de plusieurs points distants afin de définir plus précisément le référentiel. Les lamelles présentaient de petites surfaces légèrement bombées par le sablage ce qui empêchait une immobilisation accrue et répétable. Ainsi, on observe une grande différence entre la précision de la méthode d'inspection des lamelles et celle obtenue lors de l'inspection du support. Cet écart de précision se reflète directement sur la grandeur du seuil de déformation plastique des lamelles et du support qui sont de $94 \mu\text{m}$ et de $13 \mu\text{m}$ respectivement. Également, le fait que les déviations calculées pour les régions du crochet et de la butée des lamelles soient dépendantes des déviations issues des régions du dessous et du côté limite la puissance de l'inspection. En effet, il a été impossible de statuer sur l'état du crochet et de la butée de la lamelle 2 lors de l'inspection suite à l'essai de rupture de l'IEDV. Considérant les limites de

la méthode d'inspection employée, l'utilisation d'un système de caméras 3D capable d'évaluer le champ de déformations à la surface d'un corps lorsque ce dernier est chargé mécaniquement est recommandée. Ce type d'équipement permettrait d'évaluer expérimentalement le niveau de contrainte en temps réel sans l'utilisation de jauges de déformation.

La comparaison des résultats numériques et expérimentaux permet de valider la construction des modèles numériques et leur aptitude à évaluer efficacement la nature des contraintes mécaniques générées lors des trois conditions de chargement. Bien qu'à première vue le modèle spécifique semble surévaluer le niveau de contraintes des lamelles et du support, l'analyse du prototype a démontré qu'un plus faible niveau de chargement, et donc de contrainte, était reproduit lors des essais expérimentaux. Un jeu excédentaire entre les lamelles et les rainures du support permet la réorientation des lamelles et de réduire les moments de flexion générés. Ainsi, pour la même condition de chargement, les contraintes perçues au niveau des lamelles sont de plus faible intensité. Cependant, la présence de concentrateurs de contraintes, causée par des arêtes vives, contribue véritablement à la surestimation des contraintes par le modèle spécifique et à accentuer l'écart entre les résultats numériques et expérimentaux. Également, un effet d'écrouissage augmentant la limite élastique du prototype causé par les chargements répétés et amplifie à nouveau l'écart entre les résultats expérimentaux et numériques. Le niveau de contrainte, évalué expérimentalement par la présence de déformations plastiques, est directement lié à la limite élastique. Ainsi, lors de l'essai de rupture, la plastification des lamelles a pu se faire à un niveau de contrainte supérieur à la limite élastique initiale de 540 MPa, permettant ainsi à l'IEDV de résister à un plus grand chargement.

Ces deux observations combinées pourraient expliquer en partie pourquoi l'IEDV a résisté à un chargement de 300 N sans se déformer plastiquement, alors que la simulation numérique estimait qu'une charge de 150 N provoquait des déformations plastiques. Considérant la nature de l'écart entre les résultats expérimentaux et numériques, le modèle numérique spécifique évalue de manière réaliste le niveau de contrainte. Toutefois, l'impossibilité

d'évaluer quantitativement le niveau de contraintes lors des essais expérimentaux empêche d'évaluer complètement la précision du modèle spécifique. Dans le cas présent, les modèles numériques développés évaluent fidèlement la transmission des forces et la distribution des contraintes et permet d'estimer l'amplitude de celles-ci. Ainsi, la simulation numérique constitue un outil d'analyse efficace permettant de cibler les faiblesses et les lacunes de conception de l'IEDV. Dans le cadre d'une future étude visant à certifier la résistance mécanique de l'IEDV, il serait intéressant de valider la précision du modèle numérique à évaluer le niveau de contrainte en le comparant à celui mesuré expérimentalement.

Les faibles précisions dimensionnelles et géométriques du prototype fonctionnel, citées à deux reprises à titre de causes d'erreur, mènent à reconsidérer le choix des procédés de fabrication. En effet, les porosités résiduelles à l'intérieur des différentes rainures ont nécessité un sablage manuel augmentant les jeux fonctionnels et réduisant la planéité de surface des pièces de l'IEDV. Ces lacunes de fabrication indiquent que le grenaillage n'est pas un procédé de finition adapté à ce type de géométrie. Ainsi, deux avenues alternatives sont proposées pour contrer les défauts rencontrés. Premièrement, considérant la capacité du DMLS à fabriquer des pièces métalliques pleine densité à hautes propriétés mécaniques aux géométries complexes, ce procédé pourrait être conservé pour générer des pièces aux dimensions brutes. Ensuite, une étape de finition à l'électroérosion permettrait d'obtenir les précisions dimensionnelles et géométriques de beaucoup supérieures à celles-ci obtenues dans le cadre de cette étude. Également, ce procédé autorise d'excellents finis de surface sur des géométries complexes, notamment à l'intérieur de cavités de forme prismatiques. De plus, aucune modification géométrique ne serait nécessaire pour employer ce procédé suite à la fabrication des pièces brutes par DMLS. Deuxièmement, l'utilisation de l'usinage à commande numérique à haute vitesse pourrait être considérée pour fabriquer les pièces de l'IEDV sans étape de finition. L'usinage à haute vitesse, caractérisée par de faibles efforts de coupe, permet d'obtenir aisément des finis de surface permettant un coulisement des pièces adéquat. Cependant, des modifications seraient nécessaires pour permettre la réalisation des rainures creuses et borgnes du support. Ce dernier pourrait être composé d'un sous assemblage de deux pièces réunies par des vis de précision.

À propos du siège, le choix de l'ABS et du procédé de FDM s'est avéré adéquat pour évaluer les trois conditions de chargement contrôlé à l'exception de l'essai à la rupture. L'application d'une charge deux fois supérieure à la charge maximale prévue a généré un niveau de contraintes inattendu provoquant la délamination du siège. Pour éviter la répétition de cet événement lors d'éventuels essais mécaniques sur un prototype optimisé, le siège pourrait être fabriqué en polyéthylène par usinage à commande numérique. Ainsi, ce dernier serait isotrope et éliminerait les risques de rupture fragile par délamination. Ceci permettrait de poursuivre le chargement de l'IEDV et de caractériser pleinement sa résistance mécanique jusqu'à ce qu'une rupture ductile survienne.

Les résultats issus des simulations numériques, reproduisant des chargements critiques non contrôlés, permettent de caractériser la résistance mécanique de l'IEDV et d'identifier ses faiblesses de conception. L'évaluation de la résistance mécanique d'un produit s'effectue généralement en comparant le niveau de contrainte perçu à la limite élastique du matériau. Dans le cas présent, les propriétés mécaniques des meilleurs matériaux disponibles pour l'application sont considérées. L'IEDV étant un outil chirurgical et non pas une prothèse implantable, les contraintes de biocompatibilité sont beaucoup moins restrictives et permettent l'utilisation d'une vaste gamme de matériaux à hautes propriétés mécaniques. À titre d'exemple, certains aciers inoxydables martensitiques de la série 400 traités thermiquement possèdent une limite élastique supérieure à 1500 MPa. Considérant que les conditions d'utilisations de l'IEDV sont connues, l'emploi d'un facteur de sécurité de 2,0 couplé à cette limite élastique permet d'établir le niveau de contrainte maximal toléré à 750 MPa.

Lors de la condition de chargement #1, une force de 150 N a été appliquée perpendiculairement à l'IEDV afin de solliciter maximale l'IEDV en flexion frontale. Dans le cas présent, le déplacement résultant de l'IEDV orienté en direction de la force imposée indique que la totalité de la force appliquée a provoqué de la flexion frontale. Ainsi, le plus haut niveau de contrainte de flexion frontale s'élève à 360 MPa. Ce niveau de

contrainte étant inférieur à 750 MPa, il est possible d'affirmer que la conception proposée permet de résister adéquatement à la flexion frontale.

Lors des conditions de chargements #2 et #3, visant à créer le plus haut moment de flexion latérale possible, une force de 150 N a été imposée le plus horizontalement possible. Ces deux conditions de chargement, dont l'orientation de la force dans le plan parallèle à l'IEDV était différente, ont permis de générer de forts moments de flexion latérale sur une lamelle. Des contraintes maximales de 563 MPa et de 1117 MPa ont été relevées respectivement lors des conditions de chargement #2 et #3 indiquant que la condition de chargement #3 est plus sévère que la #2. De plus, une contrainte maximale de 1117 MPa excédant largement la valeur de référence de 750 MPa désigne que la conception actuelle de l'IEDV ne peut résister à la flexion latérale susceptible d'être générée lors de son utilisation. Ainsi, la résistance en flexion des lamelles doit être impérativement augmentée lors des prochaines phases d'optimisation de l'IEDV. De plus, une augmentation la résistance à la flexion latérale des lamelles, réduirait directement le niveau de contrainte observé sur les parois minces du support, lesquelles seraient moins comprimées par les lamelles.

Également, l'analyse de l'orientation du déplacement résultant de l'IEDV lors des chargements #2 et #3 démontre que la condition de chargement #3 ne représente pas la condition la plus sévère malgré le haut niveau de contrainte observé. Le fait que le déplacement résultant ne pas soit orienté en direction de la force appliquée permet de soutenir cette affirmation. Un corps soumis à un chargement se déforme maximalement lorsque la force est appliquée dans l'axe où ce dernier affiche la plus faible rigidité. Lorsque cela se produit, le déplacement résultant est orienté en direction de la force appliquée. Basé sur ce principe, seule une composante de la force appliquée lors des chargements #2 et #3 était orientée selon l'axe où l'IEDV affiche sa rigidité minimale. Bien que l'orientation de la force appliquée au chargement #3 soit plus près de l'axe de rigidité minimale que l'orientation de la force lors du chargement #2, celle-ci ne correspond pas à l'orientation critique, puisqu'une différence d'orientation existe toujours entre le déplacement résultant et la force appliquée. Cette analyse témoigne qu'un niveau de contraintes supérieur à 1117 MPa

pourrait être généré par une force de 150 N orientée en direction de l'axe de rigidité minimale. Ainsi, l'augmentation de la résistance mécanique recommandée précédemment est d'autant plus essentielle. Considérant l'écart entre la limite acceptable et le niveau de contrainte anticipé, une réduction de moitié de la contrainte maximale est souhaitable.

Cette étude a permis d'atteindre l'objectif 3 et de démontrer que la conception actuelle de l'IEDV présente une faiblesse à la résistance à la flexion latérale. Cependant, l'IEDV témoigne d'une résistance amplement suffisante en flexion frontale. Également, il serait intéressant de déterminer l'orientation critique qui solliciterait maximale une lamelle. Cette orientation pourrait être déterminée par itération en orientant la force appliquée en direction du déplacement global trouvé lors de la simulation numérique précédente. Ce cycle serait reproduit jusqu'à ce que le déplacement résultant soit orienté en direction de la force imposée. Cette condition de chargement critique pourrait être utilisée lors d'une étude future visant à certifier la résistance mécanique de l'IEDV.

Enfin, bien qu'il existe plusieurs aciers inoxydables traités thermiquement à haute limite élastique, il est à noter que le module de rigidité est fonction de la composition chimique de l'alliage et qu'il n'est pas influencé par ces traitements. Ainsi, l'amplitude des déplacements associés au chargement demeure la même malgré une augmentation de la limite élastique. Cette réalité rappelle l'importance d'une part de réduire au maximum le niveau de contrainte et d'autre part d'évaluer l'amplitude des déplacements à l'aide d'un modèle numérique reproduisant la réelle rigidité de l'assemblage. La stabilité, caractérisée par l'amplitude des déplacements, doit être évaluée au même titre que le niveau de contrainte pour valider la conception de l'IEDV.

CONCLUSION

L'objectif principal de ce projet de maîtrise était d'améliorer et d'évaluer la conception de l'IEDV antérieurement proposée par Mathieu Dansereau. Pour y arriver, trois objectifs spécifiques ont été établis. Premièrement, la résistance mécanique a été augmentée, le sélecteur de dimension et le système de blocage du siège ont été modifiés pour les rendre plus fonctionnels et plus faciles d'utilisation. Ensuite, l'amplitude de mouvement de l'IEDV a été évaluée et comparée à celle des IE conventionnels. Enfin, la résistance mécanique de l'IEDV a été évaluée.

Les modifications apportées à l'IEDV ont permis de réduire de plus de la moitié les contraintes de flexion et de torsion. Également, le prototype géométrique a démontré que le nouveau sélecteur de dimension est précis, fiable et sa visibilité est grandement augmentée. De plus, l'amélioration du système de blocage du siège permet d'insérer un siège rapidement et de le retirer au besoin pour le remplacer par un autre siège de dimensions différentes.

Les résultats obtenus lors de l'évaluation de l'amplitude de mouvement ont permis d'identifier que la conception actuelle de l'IEDV offre une amplitude de mouvement constante, peu importe la taille de tête fémorale utilisée. Également, l'étude a démontré que l'IEDV limite davantage le mouvement que les IE conventionnels actuellement utilisés. La restriction du mouvement par un contact avec le siège et non avec le support, tel est le cas actuellement, permettrait à l'IEDV d'offrir une amplitude de mouvement variable en fonction du diamètre de la tête fémorale utilisée et égale à celle des IE conventionnels.

L'étude de la résistance mécanique de l'IEDV a permis de développer deux modèles numériques capables d'évaluer fidèlement la distribution des contraintes et d'estimer l'amplitude de ces contraintes en fonction de l'orientation de la force appliquée. Les résultats issus de ces modèles ont démontré que la conception de l'IEDV est suffisamment robuste pour résister aux plus hauts moments de flexion frontale possible de générer au niveau des

lamelles. Cependant, il est démontré que les lamelles sont plus sensibles à la flexion latérale et que le haut niveau de contrainte observé lors des essais numériques dénote l'incapacité de l'IEDV à résister aux moments de flexion latérale induits aux lamelles. Également, l'analyse des déplacements a permis d'affirmer que la condition de chargement #3 ne représentait pas la condition susceptible de générer le plus haut niveau de contraintes. Cependant, ces résultats illustrent qu'il est possible d'établir par calcul numérique itératif l'orientation critique de la force appliquée générant le plus haut niveau de contraintes. La création d'un modèle numérique global évaluant la réelle rigidité de l'IEDV pourrait permettre d'une part de définir l'orientation critique et d'autre part d'évaluer l'amplitude des déplacements de l'IEDV. Considérant le haut niveau de contraintes observé lors de cette étude, d'importants déplacements sont anticipés et pourraient rendre instable d'IEDV lors de son utilisation.

L'analyse de ces résultats mène à l'élaboration de recommandations permettant d'améliorer la conception de l'IEDV lors de la future phase d'optimisation :

1. Ajouter une contrainte de conception obligeant le siège à limiter l'amplitude de mouvement permis par l'IEDV;
2. Doubler la résistance mécanique en flexion latérale des lamelles.

Des recommandations peuvent également être formulées à partir des limites de cette étude pour améliorer l'évaluation de la résistance mécanique de l'IEDV :

1. Déterminer la condition de chargement critique par calculs numériques itératifs;
2. Évaluer la rigidité de l'IEDV afin d'évaluer l'amplitude des déplacements;
3. Augmenter la précision dimensionnelle et géométrique du prototype lors des essais expérimentaux;
4. Valider expérimentalement la précision du modèle numérique à évaluer l'amplitude des contraintes.

Les travaux réalisés ont démontré qu'il était possible d'améliorer l'IEDV et ont permis une meilleure compréhension de son comportement mécanique grâce à l'évaluation approfondie de sa conception. L'apport de ce projet de maîtrise met en évidence le potentiel de l'IEDV et la pertinence de poursuivre son développement afin de le rendre commercialisable. En effet, les contraintes additionnelles et cibles recommandées encadreront plus efficacement la phase d'optimisation et permettront d'obtenir une solution plus performante et mieux adaptée aux besoins du client et aux conditions d'utilisation. Également, cette étude a permis d'élaborer une méthode d'évaluation de l'amplitude de mouvement et de la résistance mécanique, qui une fois améliorée, pourra être réutilisée lors de l'optimisation et de la validation du concept.

De plus, l'étape de validation pourrait inclure une évaluation dynamique de l'IEDV afin de simuler les impulsions mécaniques réalisées par le chirurgien lors de l'utilisation de l'IE durant une ATH. Également, des conditions de chargement reproduisant une utilisation extraordinaire, telle une chute au sol, pourraient être réalisées lors de la validation de l'IEDV. Une fois validée d'un point de vue d'ingénierie, la solution constituera un véritable produit fonctionnel apte à subir des essais cliniques réalisés d'abord sur des sujets cadavériques ou animaux. Enfin, cette solution devra se soumettre aux normes de stérilisation et de biocompatibilité avant de pouvoir évaluer les bénéfices escomptés, soit une réduction des coûts de stérilisation, nettoyage, entreposage, d'acquisition sans oublier une diminution des risques d'infections.

ANNEXE I

DÉFINITION DE LA CHARGE APPLIQUÉE

Les données suivantes sont utilisées pour calculer la force appliquée lors des expérimentations.

1. Masse d'un homme américain 95^{ème} percentile : 121,2 kg (McDowell et al., 2005)
2. Proportions massiques (masse du membre / masse totale du corps) (Allard et Blanchi, 2000, p. 53) :
 - Pied : 1,45%
 - Jambe : 4,65%
 - Cuisse : 10,0%
3. Poids des membres inférieurs :
 - Pied : 17,24 N (F_p)
 - Jambe : 55,29 N (F_j)
 - Cuisse : 118,90 N (F_c)
4. Données anthropométriques d'un homme américain de 40 ans 95^{ème} percentile (NASA, 2009) (Figure I-1):
 - Distance 678 : hauteur poplitée : 48,1 cm
 - Distance 529 : hauteur genou : 60,9 cm
 - Distance 64 : hauteur cheville : 15,8 cm

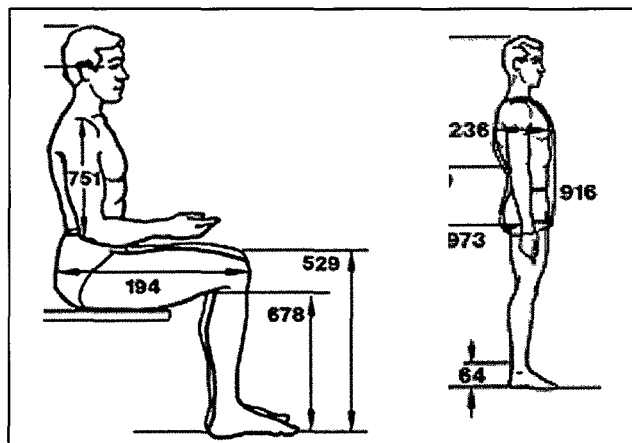


Figure I-1 Identification des distances anthropométriques.
Adaptée de NASA(2009)

La longueur de la jambe utilisée pour le calcul correspond à la distance entre le centre du genou et le centre de la cheville. Le centre de la cheville est l'endroit qui est supporté par le chirurgien lors des manipulations. Ainsi, la longueur de la jambe est égale la moyenne entre la hauteur poplitée et la hauteur du genou moins la moitié de la hauteur de la cheville.

- Longueur de la jambe : 46,6 cm

5. Proportion de la distance du centre de masse proximale sur la longueur du segment (Allard et Blanchi, 2000, p. 53):

- Jambe : 0,433

Diagramme du corps libre représentant (Figure I-2) le membre inférieur en position critique, soit la cuisse à la verticale et la jambe à l'horizontale. (Voir Figure 2.15, p. 35)

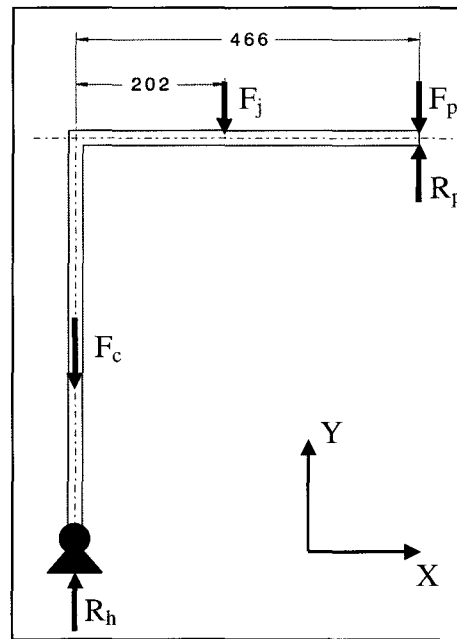


Figure I-2 Diagramme du corps libre du membre inférieur en position critique.

Les forces R_h et R_p représentent respectivement les forces de réaction à la hanche et au pied. Les équations statiques I-1 et I-2 permettent de résoudre le problème et de déterminer R_h et R_p .

$$\sum F_y = 0$$

$$R_h + R_p - F_c - F_j - F_p = 0$$

I-1

$$\sum M_Z = 0$$
$$F_j * 202 + (F_p - R_p) * 466 = 0$$

I-2

R_h est égal à 150,2 N et R_p est égal 41,2 N.

ANNEXE II

ÉTUDES DE CONVERGENCE DE LA SIMULATION NUMÉRIQUE

Modèle global

Cette étude vise à valider la taille du maillage du modèle global. Le dessous des lamelles, où les forces de réaction sont mesurées, représente une région d'intérêt. Ainsi, la taille du maillage de cet région est variée de 1 mm à 0,25 mm et la force de réaction est mesurée pour chacune d'elles. Les résultats obtenus sont regroupés à la Figure II-1.

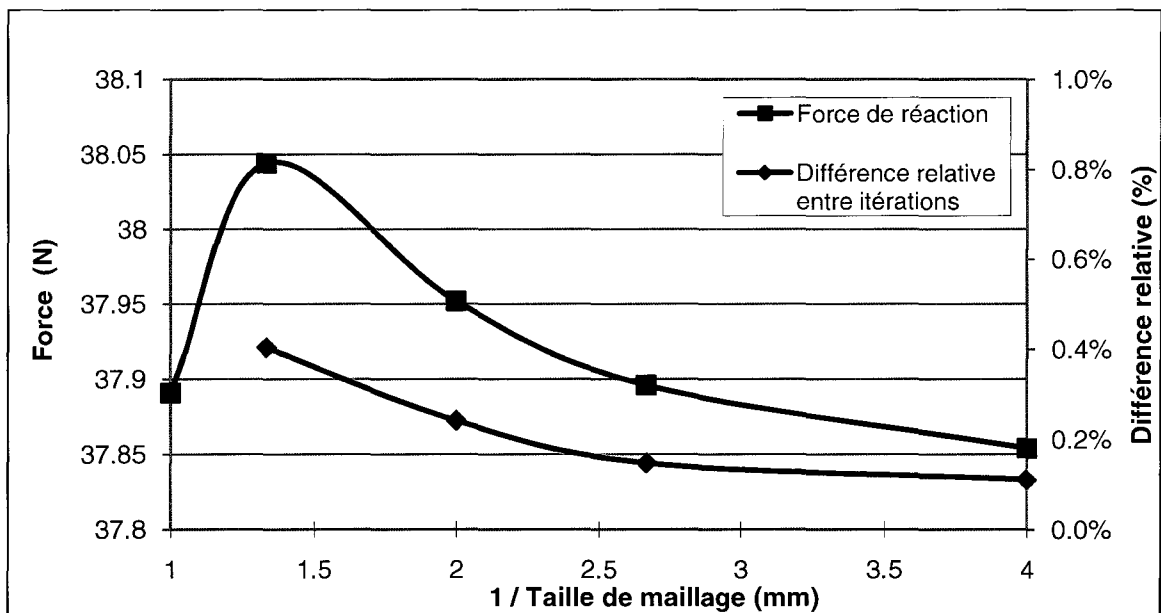


Figure II-1 Force de réaction sous la lamelle.

On remarque que la force de réaction varie très peu, soit moins de 0,5% entre le maillage le plus grossier et le plus fin. Dans le cas présent, la taille de maillage, qu'elle soit de 0,25 mm ou de 1 mm, ne semble pas influencer les résultats du modèle global. Ainsi, une taille d'éléments de 0,5 mm, qui permet de reproduire fidèlement la géométrie des lamelles, est suffisamment fine pour obtenir des résultats précis.

Modèle spécifique

Pour établir cette étude, deux régions d'intérêt sont ciblées : une sur le dessus de la lamelle et l'autre sur le dessus du support. Ces régions sont formées de géométries uniformes, sans présence de concentrateur de contraintes ou singularité mathématique. De plus, elles présentent un lieu actif numériquement où un gradient de contraintes est observable. La Figure II-2 illustre les deux régions sous forme de boîtes.

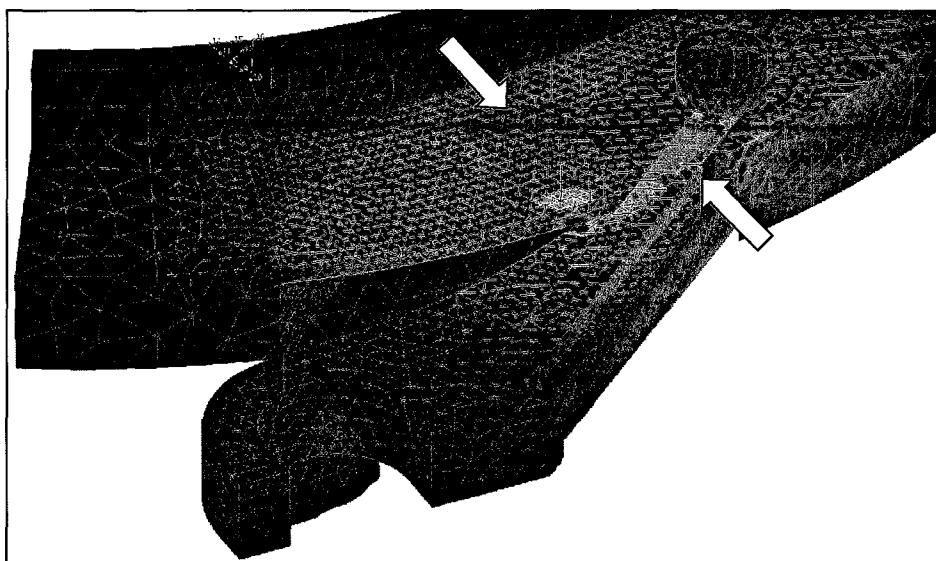


Figure II-2 Régions d'intérêts sous forme de boîtes.

Les contraintes maximale et moyenne de chaque région sont évaluées en fonction de la taille du maillage. En débutant avec une taille d'éléments de 1 mm, celle-ci est diminuée de manière à doubler approximativement le nombre d'éléments dans chaque région d'intérêt. Les figures II-3 et II-4 représentent respectivement les contraintes moyennes et maximale issues de la région d'intérêt de la lamelle tandis que les figures II-5 et II-6 illustrent les mêmes types de contraintes de la région d'intérêt du support.

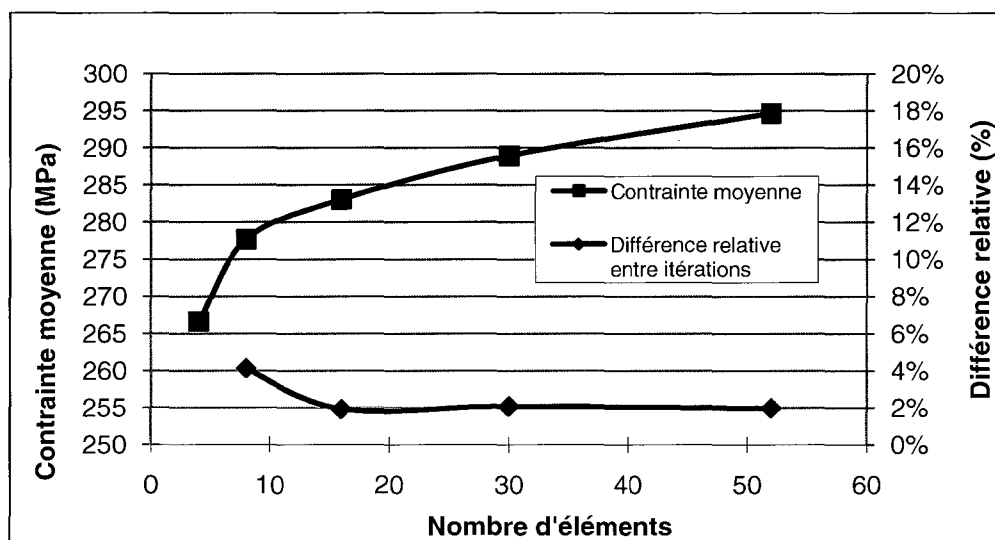


Figure II-3 Contrainte moyenne de la région d'intérêt sur la lamelle.

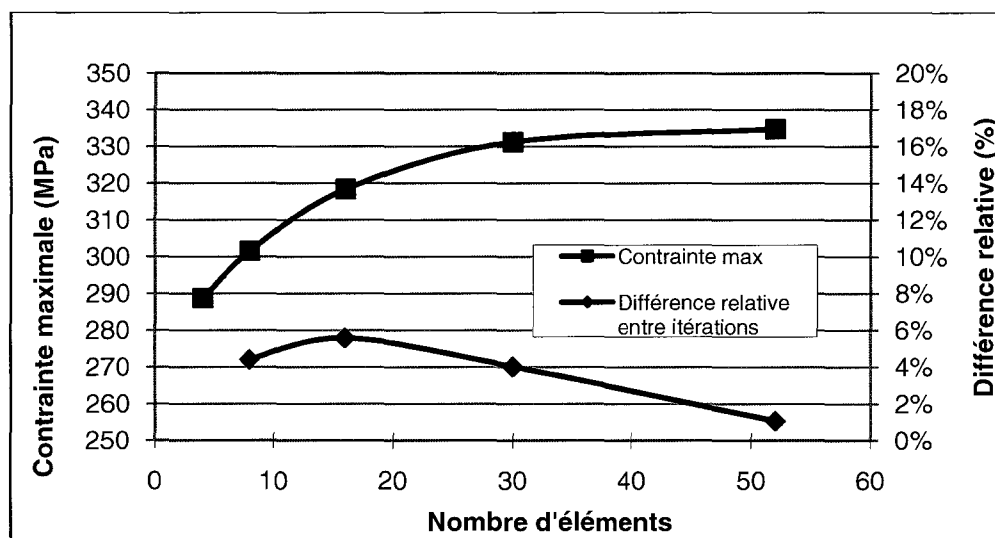


Figure II-4 Contrainte maximale de la région d'intérêt de la lamelle.

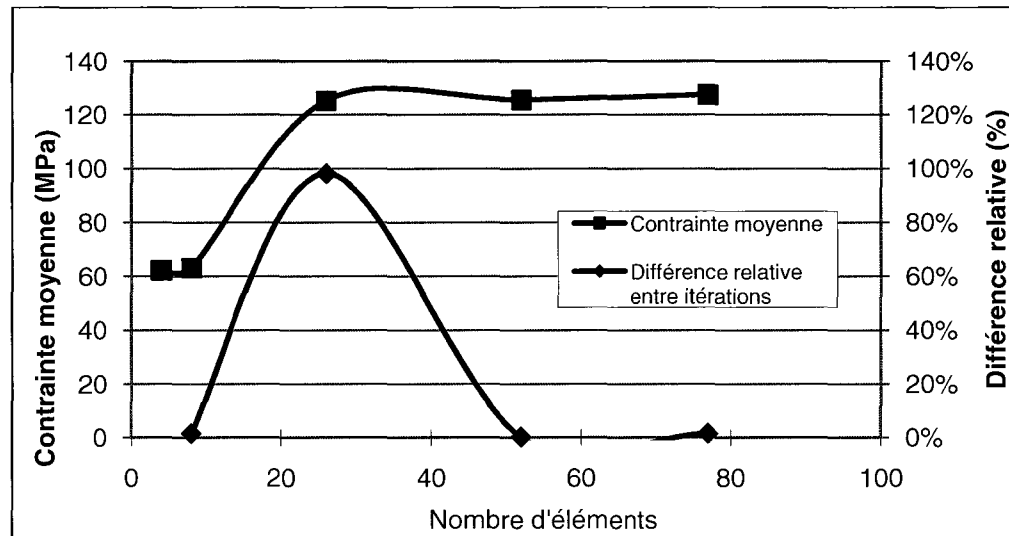


Figure II-5 Contrainte moyenne de la région d'intérêt du support.

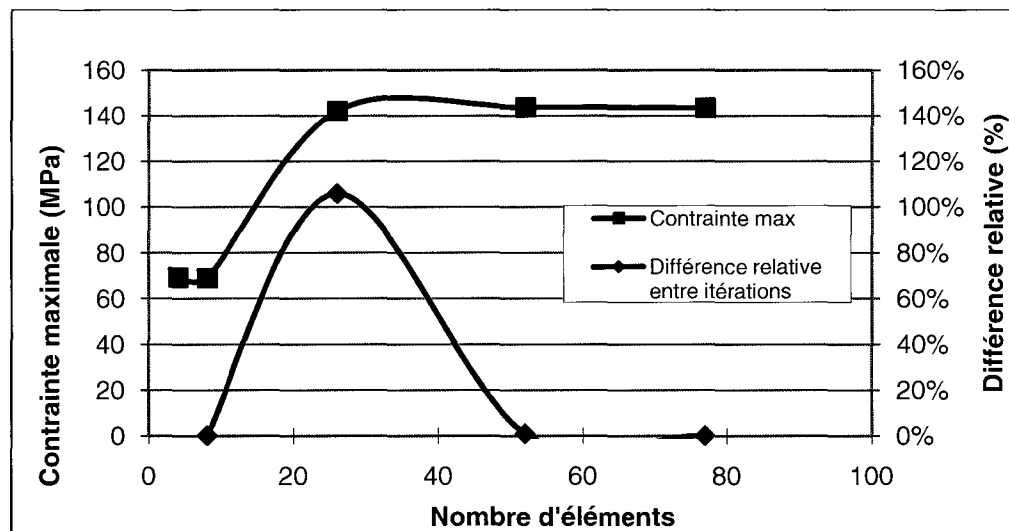


Figure II-6 Contrainte maximale de la région d'intérêt du support.

Concernant la région sur la lamelle, on remarque que les contraintes moyennes et maximale varient très peu. En effet, une différence inférieure à 2% est observée entre la 4^e et 5^e itération. Quant au support, les contraintes moyennes et maximale varient dans les premières itérations, mais se stabilisent clairement à la quatrième itération. Ainsi, la différence entre la 4^e et 5^e itération est également inférieure à 2%. Cette faible variation permet d'affirmer que les résultats ont convergé et que raffiner davantage le maillage est inutile. Ainsi, la taille de maillage associée à la quatrième itération, 0,375 mm, est sélectionnée pour mailler les régions d'intérêt des deux géométries du modèle spécifique.

ANNEXE III

FABRICATION DES PROTOTYPES

Procédé de fabrication du prototype géométrique

Le FDM est un procédé d'addition de matière par couches successives qui utilise principalement des polymères thermoplastiques comme matériau de fabrication. Les machines de FDM sont généralement composées d'une tête d'extrusion mobile dans le plan horizontal et d'une plateforme de fabrication mobile dans l'axe vertical. Sur cette plateforme est installé un plateau, lequel reçoit le matériau en fusion déposé par la tête d'extrusion. Suite à la fabrication de la première couche de matériau, la plateforme descend d'une hauteur équivalente à l'épaisseur de couche déposée. La tête d'extrusion dépose une nouvelle couche de matériau sur la précédente et le processus recommence jusqu'à ce que la pièce entière soit fabriquée. Pour certaines géométries, un matériau de support est déposé pour supporter les futures couches de matériau de fabrication. La Figure III-1 illustre les composantes typiques et le fonctionnement d'une machine de FDM.

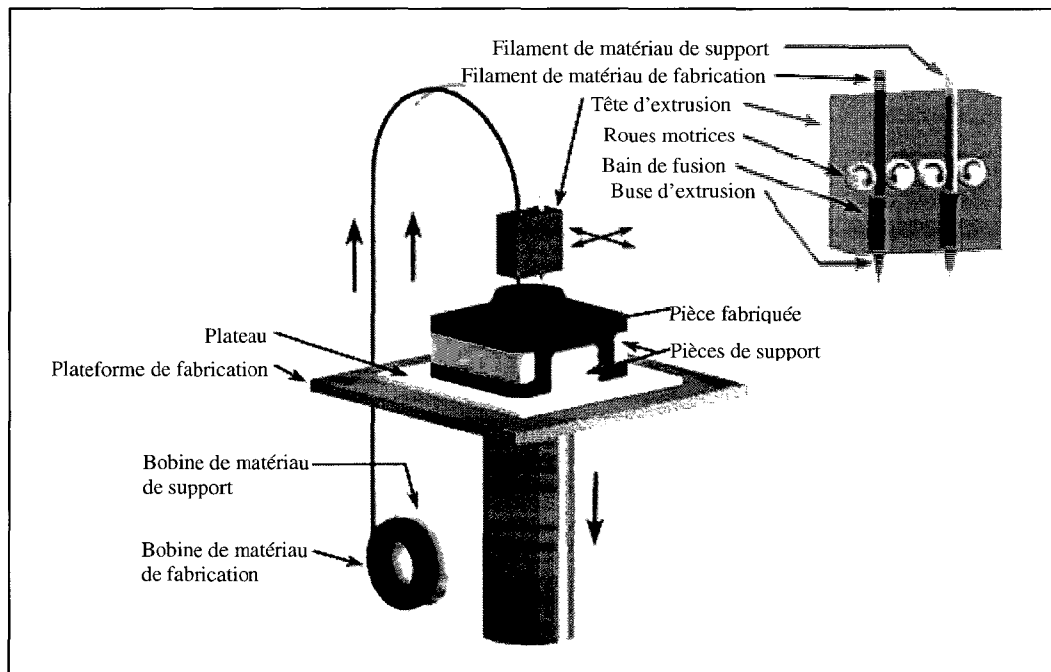
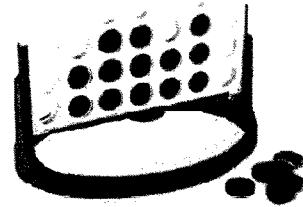


Figure III-1 Prototypage rapide par dépôt de matière en fusion.
Adaptée de CustomPartNet (2009)

SYSTEM CONFIGURATION	
Build Envelope (XYZ)	8 x 8 x 12 inches (203 x 203 x 305 mm)
Material Delivery	One (1) Build material canister 56.3 in ³ (922 cc) One (1) Support material canister 56.3 in ³ (922 cc)
MATERIAL	
Layer Thickness:	ABSplus
0.010 inch (0.254 mm)	X
0.007 inch (0.178 mm)	X
Support Structure:	Soluble
Available Colors:	<input type="checkbox"/> Ivory <input type="checkbox"/> White <input checked="" type="checkbox"/> Olive Green <input checked="" type="checkbox"/> Black <input checked="" type="checkbox"/> Dark Grey <input checked="" type="checkbox"/> Nectarine <input checked="" type="checkbox"/> Red <input checked="" type="checkbox"/> Blue <input type="checkbox"/> Fluorescent Yellow
OTHER SPECIFICATIONS	
System Size/Weight	27 x 34 x 41 inches (686 x 864 x 1041 mm) <div> With crate: 370 lbs. (168 kg) Without crate: 282 lbs. (128 kg) </div>
Achievable Accuracy	Parts are produced within an accuracy of +/- .010 inch or +/- .0020 inch per inch whichever is greater (+/- .254 mm or +/- .0020 mm per mm whichever is greater).* <i>*Note: Accuracy is geometry dependent. Achievable accuracy specification derived from statistical data at 95% dimensional yield.</i>
Network Communication	10/100 base T connection. Ethernet protocol.
Operator Attendance	Limited attendance for job start and stop required.
Operating Environment	Recommended temperature range of 65°F - 75°F (18°C - 24°C) Relative humidity range of 30% to 70%
Power Requirements	110-120 VAC, 60Hz, 15A dedicated circuit or 220-240 VAC, 50/60 Hz, 7A dedicated circuit
Regulatory Compliance	CE
Software	All Fortus systems include Insight™ and Control Center™ job processing and management software. FDM TEAM™ software for multi-system and/or multi-user operations is sold separately. Visit www.fortus.com/software for more information.

Figure III-2 Caractéristiques de la machine Prodigy Plus.
Tirées de Stratasys Inc. (2009)

Stratasys ABSplus is up to 40 percent stronger than standard Stratasys ABS material and is an ideal material for conceptual modeling, functional prototyping, manufacturing tools, and end-use parts. The marriage of ABSplus with Fortus 3D Production Systems gives you the ability to create Real Parts™ direct from digital files that are stronger, smoother, and with high feature detail.



Mechanical Properties ¹	Test Method	English	Metric
Tensile Strength (Type 1, 0.125", 0.2"/min)	ASTM D638	5,200 psi	36 MPa
Tensile Modulus (Type 1, 0.125", 0.2"/min)	ASTM D638	329,500 psi	2,265 MPa
Tensile Elongation (Type 1, 0.125", 0.2"/min)	ASTM D638	4%	4%
Flexural Strength (Method 1, 0.05"/min)	ASTM D790	7,604 psi	52 MPa
Flexural Modulus (Method 1, 0.05"/min)	ASTM D790	319,737 psi	2,198 MPa
IZOD Impact, notched (Method A, 23°C)	ASTM D256	1.3 ft-lb/in	96 J/m

Thermal Properties ²	Test Method	English	Metric
Heat Deflection (HDT) @ 66 psi	ASTM D648	204°F	96°C
Heat Deflection (HDT) @ 264 psi	ASTM D648	180°F	82°C
Coefficient of Thermal Expansion	ASTM D696	4.90 E -05 in/in/°F	-----
Melt Point	-----	Not Applicable ³	Not Applicable ³

Other ³	Test Method	Value
Specific Gravity	ASTM D792	1.04

► See reverse for color options and system availability.

Figure III-3 Propriétés de l'ABS utilisé par la machine Prodigy Plus.
Tirées de Stratasys Inc. (2009)

Procédé de fabrication du prototype fonctionnel

Tel que mentionné précédemment, le DMLS est un procédé d'addition successive de fines couches de poudre métallique. Chaque couche est liée à la précédente par frittage au laser pour obtenir une pièce solide dont la densité avoisine 100 % (EOS, 2006). De manière générale, les machines de DMLS sont composées de deux enceintes rectangulaires. La première enceinte d'alimentation contient la poudre métallique tandis que la deuxième enceinte de fabrication reçoit la pièce fabriquée (Figure III-4). Le fond de ces enceintes, nommé plateforme d'alimentation et de fabrication est mis en mouvement à l'aide d'un piston pour modifier le volume de celles-ci. La fabrication d'une pièce débute par l'élévation de la plateforme d'alimentation d'une hauteur équivalente à l'épaisseur d'une couche de poudre métallique. Un racloir égalisateur, situé au-dessus des enceintes, étend uniformément une première couche de poudre sur la plateforme de fabrication. Un faisceau laser, dirigé par un miroir pivotant, fritte le contour et l'intérieur de la première strate de la pièce à fabriquer; la poudre est ainsi amalgamée et solidifiée. Ensuite, la plateforme de fabrication descend d'une hauteur équivalente à l'épaisseur d'une couche de poudre métallique tandis que la plateforme d'alimentation monte de la même hauteur. Le racloir égalisateur étend une nouvelle couche de poudre sur la précédente et le processus recommence jusqu'à ce que la pièce soit totalement constituée.

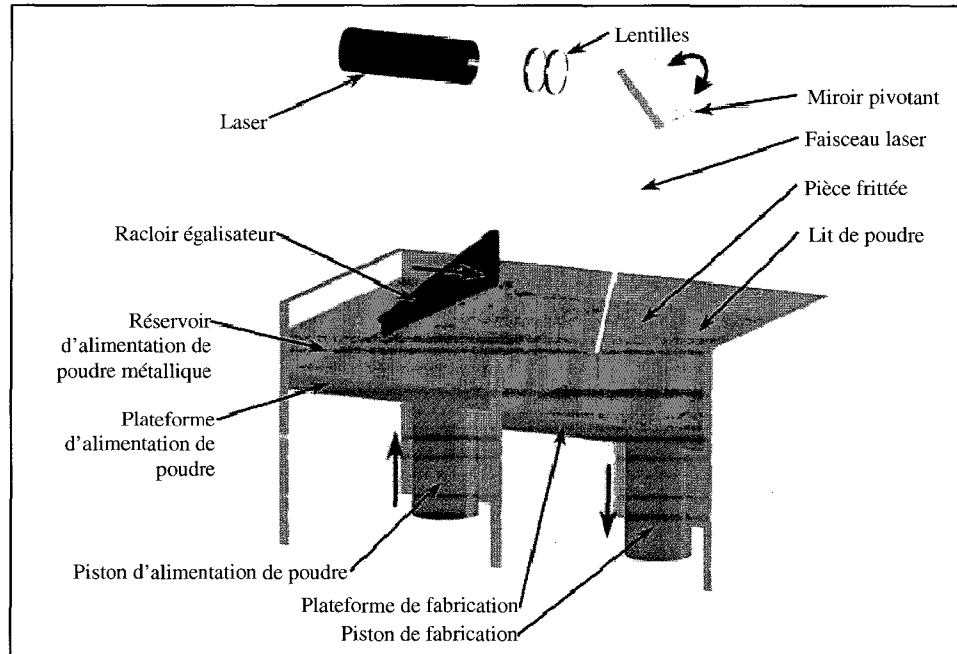


Figure III-4 Prototypage rapide par frittage métallique direct au laser.



Material data sheet

Physical and chemical properties of laser-sintered parts

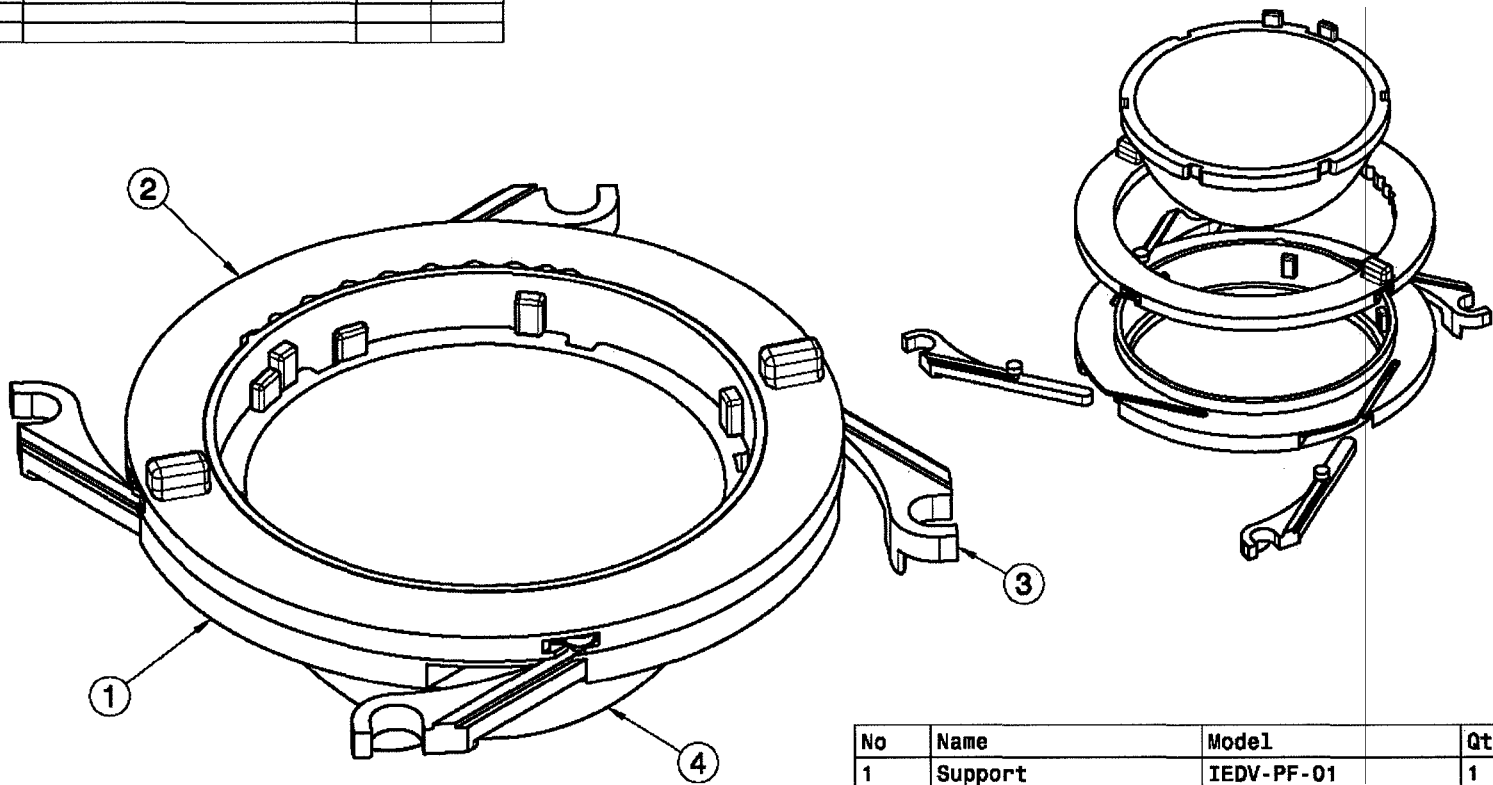
	EOS StainlessSteel 17-4
Material composition	steel including alloying elements Cr (15 - 17.5 wt-%) Ni (3 - 5 wt-%) Cu (3 - 5 wt-%) Mn (max. 1 wt-%) Si (max. 1 wt-%) Mo (max. 0.5 wt-%) C (max. 0.07 wt-%) Nb (0.15 - 0.45 wt-%)
Relative density with standard parameters	approx. 100 %

Mechanical properties of laser-sintered parts


	EOS StainlessSteel 17-4
Ultimate tensile strength (MPIF 10)	1050 \pm 50 MPa 152 \pm 7 ksi
Yield strength (Rp 0.2 %)	540 \pm 50 MPa 78 \pm 7 ksi
Elongation at break	25 \pm 5 %
Young's modulus	170 \pm 20 GPa 25 \pm 3msi
Hardness [5]	
- as laser-sintered	approx. 230 HV
- after post-hardening [6]	> 40 HRC (~ 400 HV)
Surface roughness	
- after shot-peening	R _a 2.5 - 4.5 μ m, R _y 15 - 40 μ m R _a 0.1 - 0.2 mil, R _y 0.6 - 1.6 μ m
- after polishing	R _a up to < 0.5 μ m (can be very finely polished)

Figure III-5 Propriétés de l'acier inoxydable 17-4.
Tirées de EOS(2006)

REV	DESCRIPTION	BY	DATE



No	Name	Model	Qty
1	Support	IEDV-PF-01	1
2	Disque pivotant	IEDV-PF-02	1
3	Lamelle	IEDV-PF-03	4
4	Siège	IEDV-PF-04	1

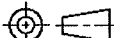


Université du Québec

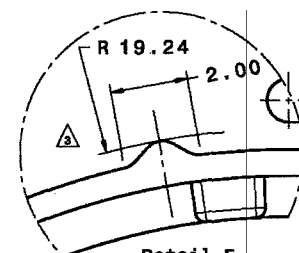
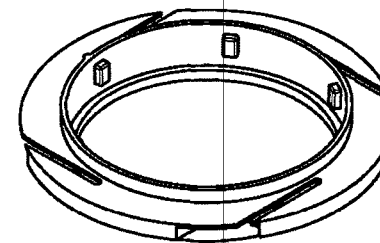
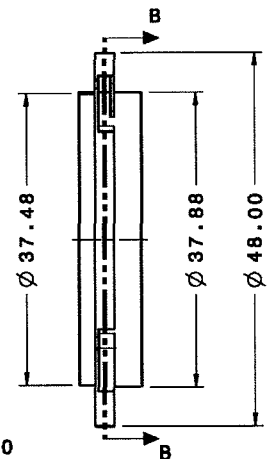
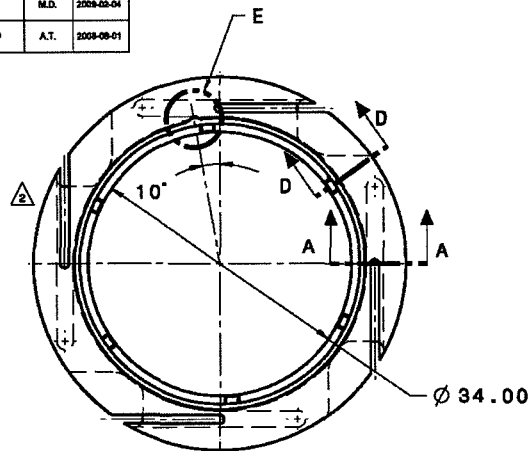
École de technologie supérieure

L.I.F.E.

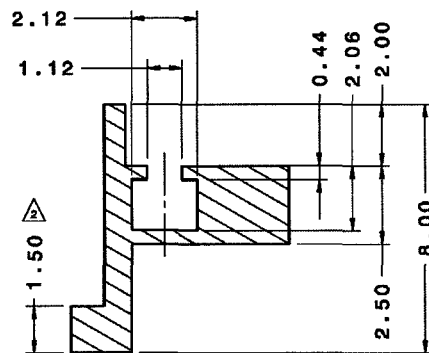
The information contained in this sheet is confidential and remains the property of the École de technologie supérieure. It cannot be reproduced fully or in part without the written consent of the École de technologie supérieure.

 <div> <div>DIMENSIONS IN MM.</div> <div>Non specified tolerances:</div> <div>X: ± 0.5</div> <div>XC: ± 0.1</div> <div>JCK: ± 0.03</div> <div>Ang.: $\pm 0.1^\circ$</div> </div>	Project	IEDV		Date: 2009-02-04
	Name	IEDV-PF-ASSEMBLY		Scale: 5:2
	Model	IEDV-PF		Format: A
	Conception	Mathieu Dansereau	Drawings	Mathieu Dansereau
Page 1 of 1	Qty: 2	—	Treatment	—

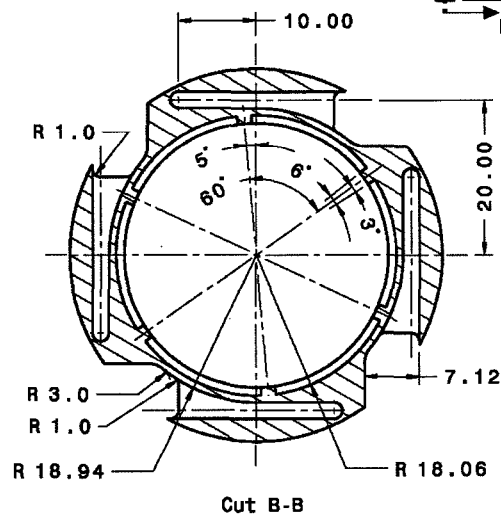
REV	DESCRIPTION	BY	DATE
A	BUMP ADDED	M.D.	2008-03-04
A	NOTCHES DELETED AND WALL THICKENED	A.T.	2008-08-01



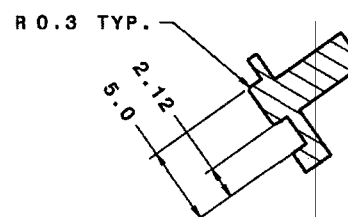
Detail E
Scale 10:1



Section A-A
Scale 8:1



Cut B-B



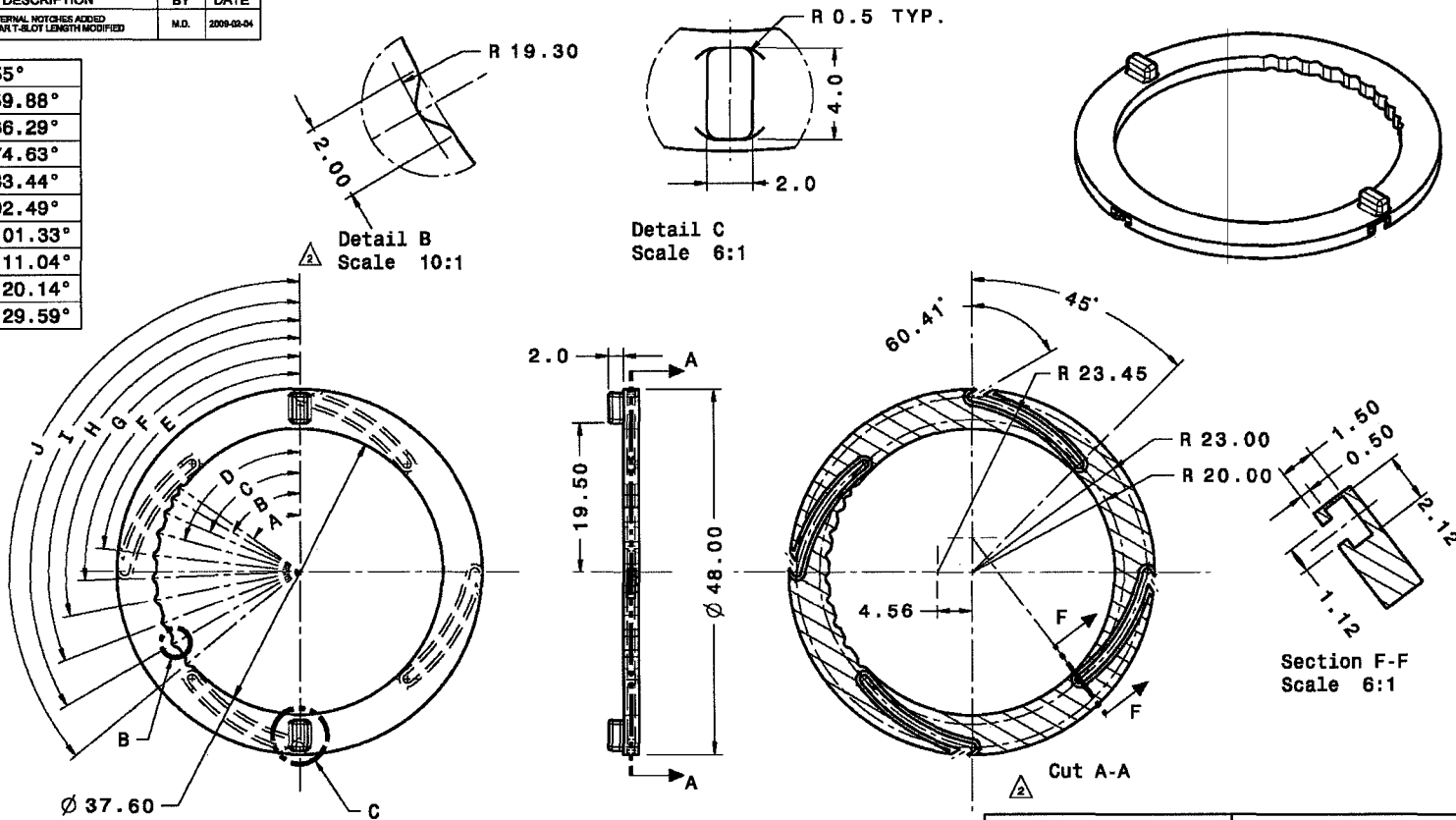
Section D-D
Scale 4:1

All surfaces : $Ra\ 3.2$ ✓

Université du Québec École de technologie supérieure LTÉE		The information contained in this sheet is confidential and remains the property of the École de technologie supérieure. It cannot be reproduced fully or in part without the written consent of the École de technologie supérieure.	
 DIMENSIONS IN MM. Non specified tolerances: X: +0.8 Y: +0.1 Z: +0.05 Avg: +0.1	Project	IEDV	Date: 2008-03-04
	Name	SUPPORT	Scale: 2:1
	Model	IEDV-PF-01	Format: B
	Conception	Mathieu Dussanseau	Drawing: Mathieu Dussanseau
	Rev: 3	Page 1 of 1	Qty: 1
Material: 17-4 SS		Treatment: —	

REV	DESCRIPTION	BY	DATE
A	INTERNAL NOTCHES ADDED CIRCULAR T-SLOT LENGTH MODIFIED	M.D.	2008-03-04

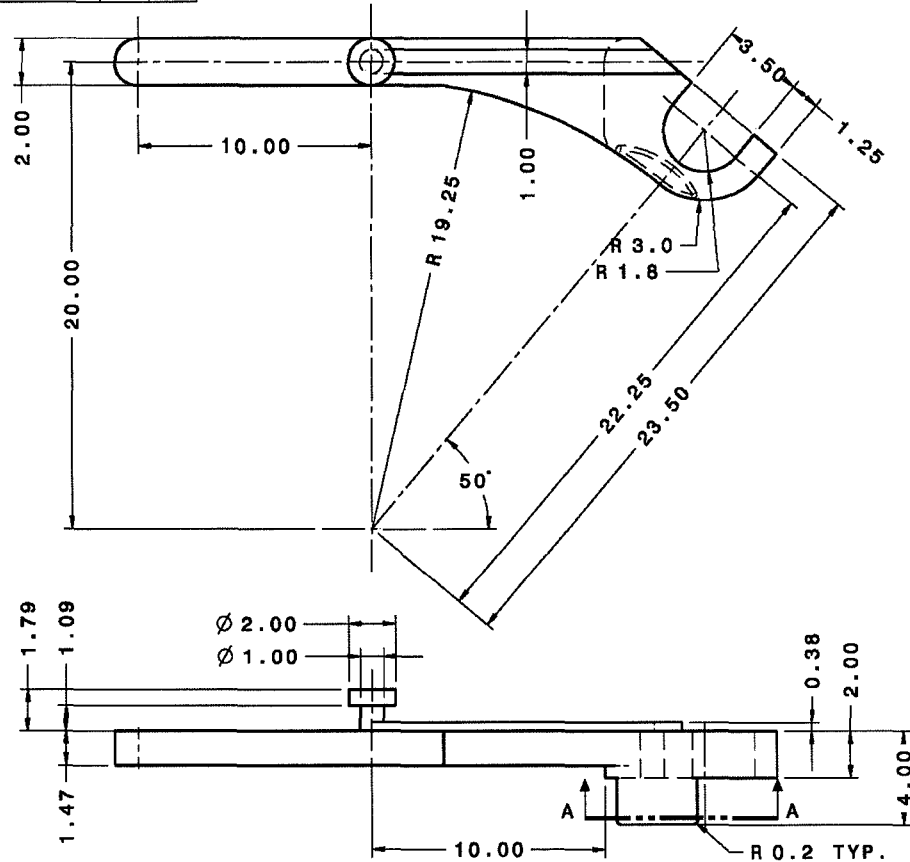
A	55°
B	59.88°
C	66.29°
D	74.63°
E	83.44°
F	92.49°
G	101.33°
H	111.04°
I	120.14°
J	129.59°



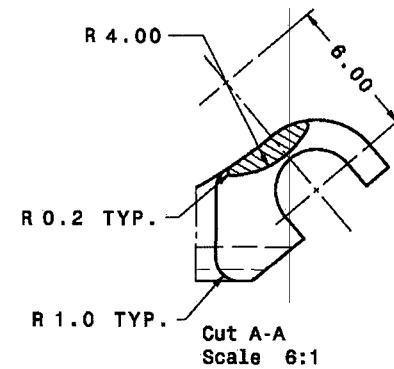
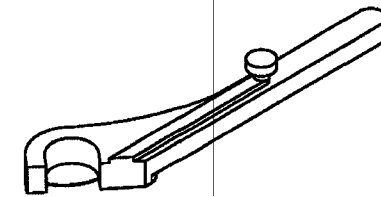
All surfaces : $Ra\ 3.2$ ✓



Université du Québec École de technologie supérieure L.T.E.		The information contained in this sheet is confidential and remains the property of the École de technologie supérieure. It cannot be reproduced fully or in part without the written consent of the École de technologie supérieure.	
DIMENSIONS IN MM. Non specified tolerances: X: ± 0.8 Z: ± 0.1 YK: ± 0.05 Ang: $\pm 0.1^\circ$	Project	IEDV	Date: 2008-03-04
	Name	DISQUE PIVOTANT	Scale: 2:1
	Model	IEDV-PF-02	Format: B
	Conception	Mathieu Desnoes	Drawing: Mathieu Desnoes
	Rev: 2	Page 1 of 1	City: 2
		Material: 17-4 SS	Treatment: —

REV	DESCRIPTION	BY	DATE

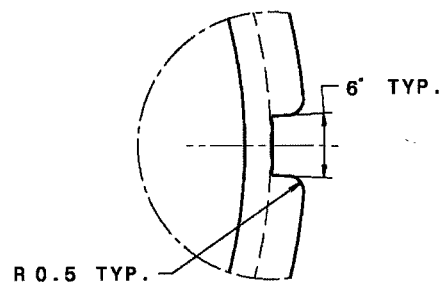
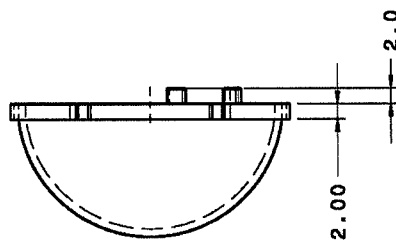
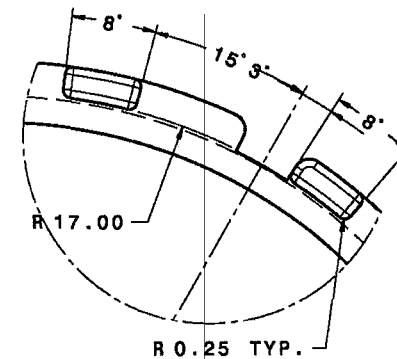
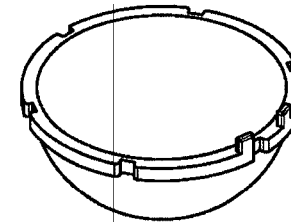
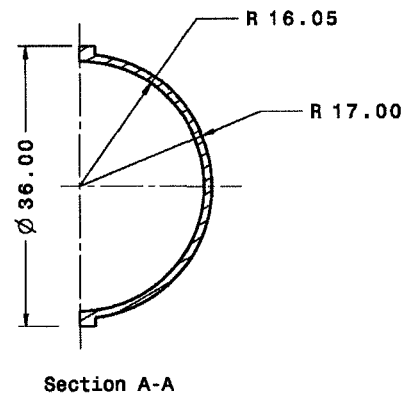
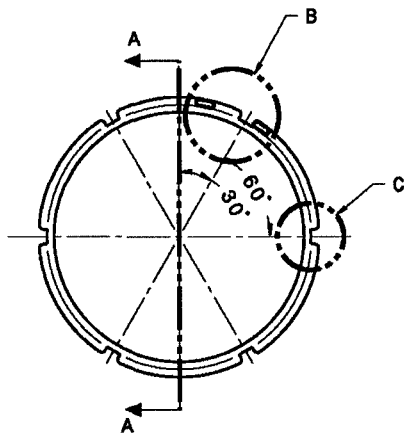


All surfaces : Ra 3.2 ✓




 Université de Québec École de technologie supérieure LTÉE		The information contained in this sheet is confidential and remains the property of the École de technologie supérieure. It cannot be reproduced fully or in part without the written consent of the École de technologie supérieure.	
 DIMENSIONS IN MM. Non specified tolerances: X: ±0.5 Y: ±0.1 Z: ±0.08 Ang: ±0.1°	Project	IEDV	Date: 2000-03-04
	Name	LAMELLE	Scale: 6:1
	Model	IEDV-PF-03	Format: B
	Conception	Mathieu Deneveaux	Drawing: Mathieu Deneveaux
	Qty: 4	Material: 17-4 SS	Treatment: —
Rev: 2	Page 1 of 1		

REV	DESCRIPTION	BY	DATE



All surfaces : Ra 3.2 ✓

 Université du Québec École de technologie supérieure L.L.P.		The information contained in this sheet is confidential and remains the property of the École de technologie supérieure. It cannot be reproduced fully or in part without the written consent of the École de technologie supérieure.	
DIMENSIONS IN MM. Non specified tolerances: X: ±0.5 Z: ±0.1 JCC: ±0.05 Ang.: ±0.1°	Project	IEDV	
	Name	GIEGE	
	Model	IEDV-PP-04	
	Conception	Mathieu Charvaneau	Drawings
	Qty: 2	Material: Nylon	Treatment

ANNEXE IV

DÉFINITION DU SEUIL DE DÉFORMATION PLASTIQUE

La répétitivité de la méthode d'inspection est déterminée à l'aide de 10 lectures consécutives de chacune des pièces. L'écart type de ces 10 lecture pour chaque région est calculé (Tableaux IV-1 et Tableau IV-2).

Tableau IV-1 Écarts types des régions des lamelles.

Lamelles	Butée (mm)	Côté (mm)	Crochet (mm)	Dessus (mm)
1	0,016	0,017	0,013	0,003
2	0,013	0,014	0,023	0,005
3	0,020	0,015	0,012	0,004
4	0,036	0,009	0,011	0,021

Tableau IV-2 Écarts types des régions du support.

Rainure 1		Rainure 2		Rainure 3		Rainure 4	
Paroi interne (mm)	Paroi externe (mm)	Paroi interne (mm)	Paroi externe (mm)	Paroi interne (mm)	Paroi externe (mm)	Paroi interne (mm)	Paroi externe (mm)
0,002	0,003	0,001	0,005	0,002	0,004	0,002	0,005

Étant donné que la méthode d'inspection diffère pour les lamelles et pour le support, une répétitivité distincte est associée à chacune d'elles. Les écarts types maximaux de 0,036 et de 0,005 sont sélectionnés pour représenter les répétitivités σ_{lamelle} et σ_{support} . Ensuite, l'équation IV-1, destiné à calculer la taille d'échantillon (n) requise pour comparer deux populations de variance (σ^2) égale et connue, est employée pour calculer le seuil de déformation plastique (δ).

$$n = \frac{2(z_{1-\alpha/2} + z_{1-\beta})^2}{\left(\frac{\delta}{\sigma}\right)^2} \quad (\text{IV-1})$$

Les variables $z_{1-\alpha/2}$ et $z_{1-\beta}$ sont toutes deux égales à 1,645 pour un α de 0,005 et un β de 0,005. En utilisant n égal à 3 lectures lors des essais, δ_{lamelle} et δ_{support} sont respectivement égales à 0,094 mm et à 0,013 mm.

ANNEXE V

CALCUL DE LA RÉSISTANCE MÉCANIQUE

Calcul des moments d'inertie de la lamelle proposée

La section de la lamelle utilisée pour calculer le moment d'inertie correspond à l'endroit où celle-ci est encastrée dans le support (Figure V-1).

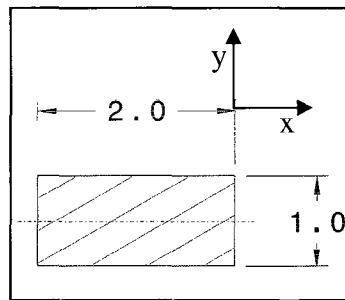


Figure V-1 Section de la lamelle proposée.

$$I_{px} = \frac{b * h^3}{3}$$

$$I_{px} = \frac{2 * 1^3}{3}$$

$$I_{px} = 0,666 \text{ mm}^4$$

$$I_{py} = \frac{h * b^3}{3}$$

$$I_{py} = \frac{1 * 2^3}{3}$$

$$I_{py} = 2,666 \text{ mm}^4$$

Calcul des moments d'inertie de la lamelle améliorée

Pour calculer les moments d'inertie, il faut d'abord calculer le centroïde de la section de la lamelle améliorée (Figure V-2).

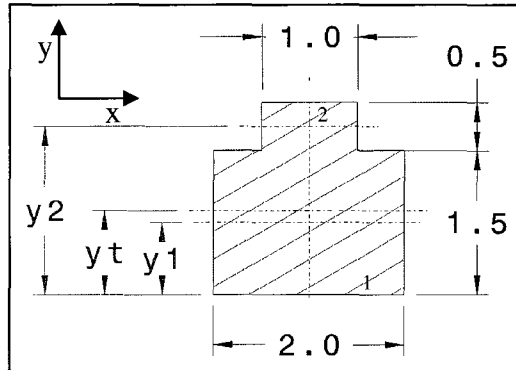


Figure V-2 Section de la lamelle améliorée.

$$y_t = \frac{\sum(y_i * A_i)}{\sum A_i}$$

$$y_t = \frac{y_1 * A_1 + y_2 * A_2}{A_1 + A_2}$$

$$y_t = \frac{0,75 * 3 + 1,75 * 0,5}{3 + 0,5}$$

$$y_t = 0,8929$$

Ensuite, on calcule les moments d'inertie de chaque section rectangulaire 1 et 2.

$$I_{a1x} = \frac{b * h^3}{3}$$

$$I_{a1x} = \frac{2 * 1,5^3}{3}$$

$$I_{a1x} = 2,25 \text{ mm}^4$$

$$I_{a1y} = \frac{h * b^3}{3}$$

$$I_{a1y} = \frac{1,5 * 2^3}{3}$$

$$I_{a1y} = 4,0 \text{ mm}^4$$

$$I_{a2x} = \frac{b * h^3}{3}$$

$$I_{a2x} = \frac{1 * 0,5^3}{3}$$

$$I_{a2x} = 0,4166 \text{ mm}^4$$

$$I_{a2y} = \frac{h * b^3}{3}$$

$$I_{a2y} = \frac{0,5 * 1^3}{3}$$

$$I_{a2y} = 0,1666 \text{ mm}^4$$

Après, on applique le théorème des axes parallèles pour trouver le moment d'inertie de la section totale par rapport à x, car les moments d'inertie de chaque section ne sont pas sur le même axe.

$$I_{axo1} = I_{ax1} + A_1 * d_1^2$$

$$I_{axo1} = 2,25 + 3 * (0,8929 - 0,75)^2$$

$$I_{axo1} = 2,3112 \text{ mm}^4$$

$$I_{axo2} = I_{ax2} + A_2 * d_2^2$$

$$I_{axo2} = 0,0416 + 0,5 * (1,75 - 0,8929)^2$$

$$I_{axo2} = 0,4090 \text{ mm}^4$$

$$I_{ax} = I_{axo1} + I_{axo2}$$

$$I_{ax} = 2,3112 + 0,4090$$

$$I_{ax} = 2,7202 \text{ mm}^4$$

Pour calculer le moment d'inertie de la section totale par rapport à y, il suffit d'additionner les moments d'inertie de chaque section, car ils sont sur le même axe.

$$I_{ay} = I_{ay1} + I_{ay2}$$

$$I_{ay} = 4,0 + 0,1666$$

$$I_{ay} = 4,1666 \text{ mm}^4$$

Calcul de la constante de torsion des lamelles

Les équations nécessaires pour calculer la constante de torsion d'une section rectangulaire sont les suivantes (Bazergui, 2002, p. 496) :

$$J = \frac{K_1 * b * t^3}{3}$$

$$K_1 = 1 - \frac{192}{\pi^5} \frac{t}{b} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\tanh \frac{(2n+1) * \pi * b}{2t}}{(2n+1)^5}$$

Calcul de la constante de torsion de la lamelle proposée.

$$J_p = \frac{K_{1p} * 2 * 1^3}{3}$$

$$K_{1p} = 1 - \frac{192}{\pi^5} \frac{1}{2} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\tanh \frac{(2n+1) * \pi * 2}{2 * 1}}{(2n+1)^5}$$

$$K_{1p} = 0,6860$$

$$J_p = 0,4573 \text{ mm}^4$$

Le calcul de la constante de torsion de la lamelle améliorée débute par le calcul individuel de la constante de torsion des sections rectangulaire qui composent la section totale.

$$J_{a1} = \frac{K_{1a1} * 2 * 1,5^3}{3}$$

$$K_{1a1} = 1 - \frac{192}{\pi^5} \frac{1,5}{2} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\tanh \frac{(2n+1) * \pi * 2}{2 * 1,5}}{(2n+1)^5}$$

$$K_{1a1} = 0,5414$$

$$J_{a1} = 1,2181 \text{ mm}^4$$

$$J_{a2} = \frac{K_{1a2} * 1 * 0,5^3}{3}$$

$$K_{1a2} = 1 - \frac{192}{\pi^5} \frac{0,5}{1} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\tanh \frac{(2n+1) * \pi * 1}{2 * 0,5}}{(2n+1)^5}$$

$$K_{1a2} = 0,6860$$

$$J_{a2} = 0,0286 \text{ mm}^4$$

Application du théorème des axes parallèles pour trouver constante de torsion total.

$$J_{ao1} = J_{a1} + A_1 * d_1^2$$

$$J_{ao1} = 1,2181 + 3 * (0,8929 - 0,75)^2$$

$$J_{ao1} = 1,2794 \text{ mm}^4$$

$$J_{ao2} = J_{a2} + A_2 * d_2^2$$

$$J_{ao2} = 0,0286 + 0,5 * (1,75 - 0,8929)^2$$

$$J_{ao2} = 0,3959 \text{ mm}^4$$

$$J_a = J_{ao1} + J_{ao2}$$

$$J_a = 1,2794 + 0,3959$$

$$J_a = 1,6753 \text{ mm}^4$$

Calcul de l'augmentation de la résistance en flexion frontale et latérale

Pour calculer l'augmentation de la résistance en flexion frontale, il suffit de comparer le moment d'inertie en x de la lamelle proposée et améliorée.

$$\text{Augmentation résistance flexion frontale} = \frac{2,7202 - 0,666}{0,666}$$

$$\text{Augmentation résistance flexion frontale} = 308,4\%$$

Pour calculer l'augmentation de la résistance en flexion latérale, il suffit de comparer le moment d'inertie en y de la lamelle proposée et améliorée.

$$\text{Augmentation résistance flexion latérale} = \frac{4,166 - 2,666}{2,666}$$

$$\text{Augmentation résistance flexion latérale} = 56,3\%$$

Calcul de l'augmentation de la résistance en torsion

Pour calculer l'augmentation de la résistance en torsion, il suffit de comparer la constante de torsion de la lamelle proposée et améliorée.

$$\text{Augmentation résistance torsion} = \frac{1,6753 - 0,4573}{0,4573}$$

$$\text{Augmentation résistance torsion} = 266,3\%$$

Calcul de réduction des contraintes en flexion frontale et latérale

Pour calculer le niveau de contraintes en flexion d'une poutre, on utilise l'équation suivante :

$$\sigma = \frac{M * c}{I}$$

Donc, en supposant une force unitaire (1 N), on peut calculer l'état de contrainte en flexion frontale de la lamelle proposée.

$$\sigma_{px} = \frac{(pf_p * 1) * c_p}{I_{px}}$$

$$\sigma_{px} = \frac{(17,4 * 1) * 0,5}{0,666}$$

$$\sigma_{px} = 13,06 \text{ MPa}$$

On calcule l'état de contrainte en flexion frontale de la lamelle améliorée.

$$\sigma_{ax} = \frac{(pf_a * 1) * c_a}{I_{ax}}$$

$$\sigma_{ax} = \frac{(13,1 * 1) * (2 - 0,8929)}{2,7202}$$

$$\sigma_{ax} = 5,33 \text{ MPa}$$

Ensuite, on quantifie la réduction du niveau de contrainte en flexion frontale.

$$\text{Réduction contrainte flexion frontale} = \frac{13,06 - 5,33}{13,06}$$

$$\text{Réduction contrainte flexion frontale} = 59,2\%$$

On répète le même processus pour calculer l'état de contrainte en flexion latérale de la lamelle proposée.

$$\sigma_{py} = \frac{(pf_p * 1) * c_p}{I_{py}}$$

$$\sigma_{px} = \frac{(17,4 * 1) * 1}{2,666}$$

$$\sigma_{px} = 6,523 \text{ MPa}$$

On calcule l'état de contrainte en flexion latérale de la lamelle améliorée.

$$\sigma_{ay} = \frac{(pf_a * 1) * c_a}{I_{ay}}$$

$$\sigma_{ax} = \frac{(13,1 * 1) * (1)}{4,166}$$

$$\sigma_{ax} = 3,144 \text{ MPa}$$

Ensuite, on quantifie la réduction du niveau de contrainte en flexion frontale.

$$\text{Réduction contrainte flexion frontale} = \frac{6,523 - 3,144}{6,523}$$

$$\text{Réduction contrainte flexion frontale} = 51,8\%$$

Calcul de réduction des contraintes en torsion

Les équations nécessaires pour calculer la contrainte de torsion maximale d'une section rectangulaire sont les suivantes (Bazergui, 2002, p. 497) :

$$\tau = \frac{K_2 * T * t}{J}$$

$$K_2 = 1 - \frac{8}{\pi^2} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{1}{(2n+1)^2 \cosh \frac{(2n+1) * \pi b}{2t}}$$

Calcul de la contrainte de torsion de la lamelle proposée toujours en utilisant une force unitaire pour générer le moment de torsion.

$$K_{2p} = 1 - \frac{8}{\pi^2} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{1}{(2n+1)^2 \cosh \frac{(2n+1) * \pi * 2}{2 * 1}}$$

$$K_{2p} = 0,9301$$

$$\tau_p = \frac{K_{2p} * (bl_p * 1) * t}{J_p}$$

$$\tau_p = \frac{0,9301 * (7,2 * 1) * 1}{0,4573}$$

$$\tau_p = 14,6434 \text{ MPa}$$

Calcul de la contrainte de torsion de la lamelle améliorée.

$$K_{2a} = 1 - \frac{8}{\pi^2} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{1}{(2n+1)^2 \cosh \frac{(2n+1) * \pi * 2}{2 * 2}}$$

$$K_{2a} = 0,6753$$

$$\tau_a = \frac{K_{2p} * (bl_a * 1) * t}{J_a}$$

$$\tau_a = \frac{0,6753 * (3 * 1) * 2}{1,6753}$$

$$\tau_a = 2,4186 \text{ MPa}$$

Ensuite, on quantifie la réduction du niveau de contrainte en torsion.

$$\text{Réduction contrainte torsion} = \frac{14,6434 - 2,4186}{14,6434}$$

$$\text{Réduction contrainte torsion} = 83,5\%$$

ANNEXE VI

CALCUL DE L'AMPLITUDE DE MOUVEMENT

Tableau VI-1 Résultats numériques

Diamètre tête fémorale		IEDV	IE	Écart (%)
26 mm	lecture 1	55,62	55,97	0,49%
	lecture 2	55,68	55,93	
	lecture 3	55,67	55,93	
	lecture 4	55,65	55,88	
	lecture 5	55,67	55,96	
	moyenne	55,66	55,93	
	écart type	0,02	0,03	
28 mm	lecture 1	55,64	58,17	4,23%
	lecture 2	55,69	58,11	
	lecture 3	55,68	58,17	
	lecture 4	55,65	58,14	
	lecture 5	55,63	58,00	
	moyenne	55,66	58,12	
	écart type	0,03	0,07	
32 mm	lecture 1	55,63	61,79	9,86%
	lecture 2	55,66	61,60	
	lecture 3	55,65	61,79	
	lecture 4	55,65	61,81	
	lecture 5	55,70	61,74	
	moyenne	55,66	61,74	
	écart type	0,03	0,09	

Tableau VI-2 Résultats expérimentaux

		Coordonnées (mm)		
		x	y	z
Plan Base	point 1	-115,52	-40,82	-3013,68
	point 2	-114,08	-38,86	-3100,25
	point 3	-113,57	45,90	-3096,27
Cercle tige incliné	point 1	-92,96	73,77	-3055,50
	point 2	-72,84	60,75	-3074,90
	point 3	-60,18	50,21	-3044,31

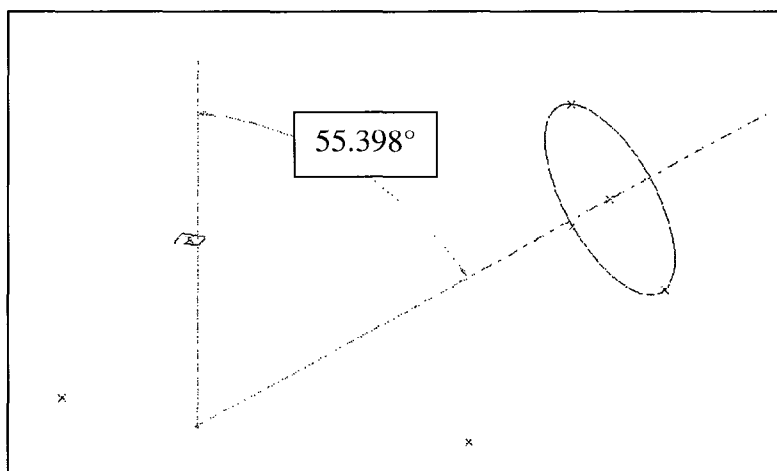


Figure VI-1 Calcul de l'angle α à l'aide des résultats expérimentaux.

ANNEXE VII

ÉQUILIBRE DES FORCES DU MODÈLE GLOBAL

Chargement #1

Tableau VII-1 Vérification de l'équilibre des forces lors du chargement #1

Forces	F_x (N)	F_y (N)	F_z (N)
F_{app}	0	0	-150
F_{R1}	0,0	0,0	38,0
F_{R2}	0,0	0,0	0,0
F_{R3}	-10,5	-7,7	0,0
F_{R4}	-1,4	1,2	0,0
F_{R5}	0,0	0,0	37,1
F_{R6}	0,0	0,0	0,0
F_{R7}	-7,3	10,1	0,0
F_{R8}	0,0	0,0	37,9
F_{R9}	0,0	0,0	0,0
F_{R10}	10,6	7,7	0,0
F_{R11}	1,4	-1,1	0,0
F_{R12}	0,0	0,0	37,1
F_{R13}	0,0	0,0	0,0
F_{R14}	7,3	-10,1	0,0
F_{R15}	0,0	0,0	0,0
F_{R16}	0,0	0,0	0,0
F_{RES}	0,0	0,0	0,0

Chargement #2

Tableau VII-2 Vérification de l'équilibre des forces lors du chargement #2

Forces	F_x (N)	F_y (N)	F_z (N)
F_{app}	68,712	-98,131	-90,272
F_{R1}	0,0	0,0	20,6
F_{R2}	0,0	0,0	1,6
F_{R3}	-3,4	-1,9	0,0
F_{R4}	-35,4	29,7	0,0
F_{R5}	0,0	0,0	22,1
F_{R6}	0,0	0,0	0,0
F_{R7}	-13,1	25,6	0,0
F_{R8}	0,0	0,0	21,3
F_{R9}	0,0	0,0	0,0
F_{R10}	0,0	0,0	0,0
F_{R11}	0,0	0,0	0,0
F_{R12}	0,0	0,0	24,7
F_{R13}	0,0	0,0	0,0
F_{R14}	0,0	0,0	0,0
F_{R15}	0,0	0,0	0,0
F_{R16}	-16,8	44,7	0,0
F_{RES}	0,0	0,0	0,0

Chargement #3

Tableau VII-3 Vérification de l'équilibre des forces lors du chargement #3

Forces	F_x (N)	F_y (N)	F_z (N)
F_{app}	98,131	68,712	-90,272
F_{R1}	0,0	0,0	23,5
F_{R2}	0,0	0,0	0,0
F_{R3}	0,0	0,0	0,0
F_{R4}	-89,1	17,7	0,0
F_{R5}	0,0	0,0	18,8
F_{R6}	0,0	0,0	0,0
F_{R7}	-2,1	2,2	0,0
F_{R8}	0,0	0,0	26,8
F_{R9}	0,0	0,0	0,0
F_{R10}	0,0	0,0	0,0
F_{R11}	0,0	0,0	0,0
F_{R12}	0,0	0,0	21,2
F_{R13}	0,0	0,0	0,0
F_{R14}	13,5	-26,7	0,0
F_{R15}	-13,6	-73,9	0,0
F_{R16}	-6,8	12,0	0,0
F_{RES}	0,0	0,0	0,0

ANNEXE VIII

FORCES APPLIQUÉES AU MODÈLE SPÉCIFIQUE

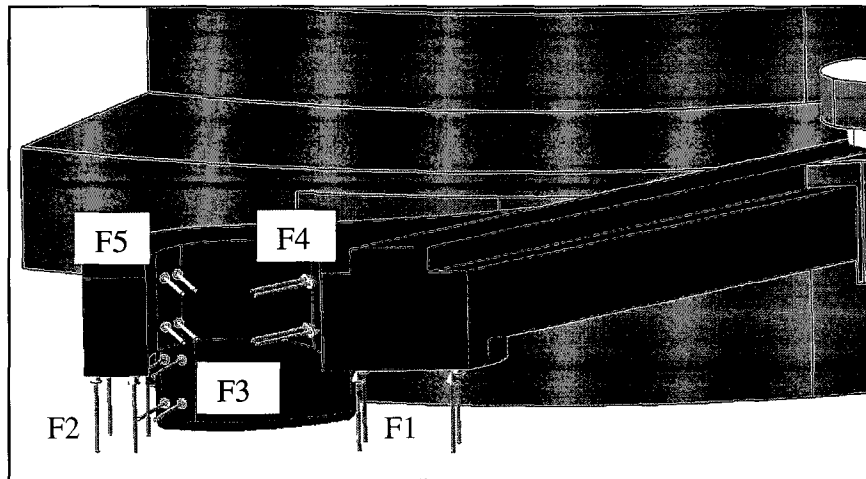


Figure VIII-1 Identification des forces appliquées.

Chargement #1

Tableau VIII-1 Forces appliquées sur la lamelle #1

Forces	F_x (N)	F_y (N)	F_z (N)
F1	0,0	0,0	38,0
F2	0,0	0,0	0,0
F3	-10,5	-7,7	0,0
F4	-1,4	1,2	0,0
F5	0,0	0,0	0,0

Tableau VIII-2 Forces appliquées sur la lamelle #2

Forces	F_x (N)	F_y (N)	F_z (N)
F1	0,0	0,0	37,1
F2	0,0	0,0	0,0
F3	-10,1	-7,3	0,0

Tableau VIII-3 Forces appliquées sur la lamelle #3

Forces	F_x (N)	F_y (N)	F_z (N)
F1	0,0	0,0	37,9
F2	0,0	0,0	0,0
F3	-10,6	-7,7	0,0
F4	-1,4	1,1	0,0
F5	0,0	0,0	0,0

Tableau VIII-4 Forces appliquées sur la lamelle #4

Forces	F_x (N)	F_y (N)	F_z (N)
F1	0,0	0,0	37,1
F2	0,0	0,0	0,0
F3	-10,1	-7,3	0,0

Chargement #2

Tableau VIII-5 Forces appliquées sur la lamelle #1

Forces	F_x (N)	F_y (N)	F_z (N)
F1	0,0	0,0	20,6
F2	0,0	0,0	1,6
F3	-3,4	-1,9	0,0
F4	-35,4	29,7	0,0
F5	0,0	0,0	0,0

Tableau VIII-6 Forces appliquées sur la lamelle #2

Forces	F_x (N)	F_y (N)	F_z (N)
F1	0,0	0,0	22,1
F2	0,0	0,0	0,0
F3	-25,6	-13,1	0,0

Tableau VIII-7 Forces appliquées sur la lamelle #3

Forces	F_x (N)	F_y (N)	F_z (N)
F1	0,0	0,0	21,3
F2	0,0	0,0	0,0
F3	0,0	0,0	0,0
F4	0,0	0,0	0,0
F5	16,8	-44,7	0,0

Tableau VIII-8 Forces appliquées sur la lamelle #4

Forces	F_x (N)	F_y (N)	F_z (N)
F1	0,0	0,0	24,7
F2	0,0	0,0	0,0
F3	0,0	0,0	0,0

Chargement #3

Tableau VIII-9 Forces appliquées sur la lamelle #1

Forces	F_x (N)	F_y (N)	F_z (N)
F1	0,0	0,0	23,5
F2	0,0	0,0	0,0
F3	0,0	0,0	0,0
F4	-89,1	17,7	0,0
F5	-13,6	-73,9	0,0

Tableau VIII-9 Forces appliquées sur la lamelle #2

Forces	F_x (N)	F_y (N)	F_z (N)
F1	0,0	0,0	18,8
F2	0,0	0,0	0,0
F3	-2,2	-2,1	0,0

Tableau VIII-10 Forces appliquées sur la lamelle #3

Forces	F_x (N)	F_y (N)	F_z (N)
F1	0,0	0,0	26,8
F2	0,0	0,0	0,0
F3	0,0	0,0	0,0
F4	0,0	0,0	0,0
F5	6,8	-12,0	0,0

Tableau VIII-11 Forces appliquées sur la lamelle #4

Forces	F_x (N)	F_y (N)	F_z (N)
F1	0,0	0,0	21,2
F2	0,0	0,0	0,0
F3	-26,7	-13,5	0,0

ANNEXE IX

RÉSULTATS EXPÉRIMENTAUX COMPLÉMENTAIRES

Les résultats recueillis lors des essais expérimentaux à 50% de la charge calculée ont démontré qu'aucune déformation plastique n'a été relevée sur l'IEDV, et ce, lors des trois conditions de chargement. Les figures IX-1 à IX-9 présentent les graphiques de la force mesurée en fonction du déplacement imposé et les déviations mesurées sur les lamelles et le support lors des trois conditions de chargement.

Chargement #1

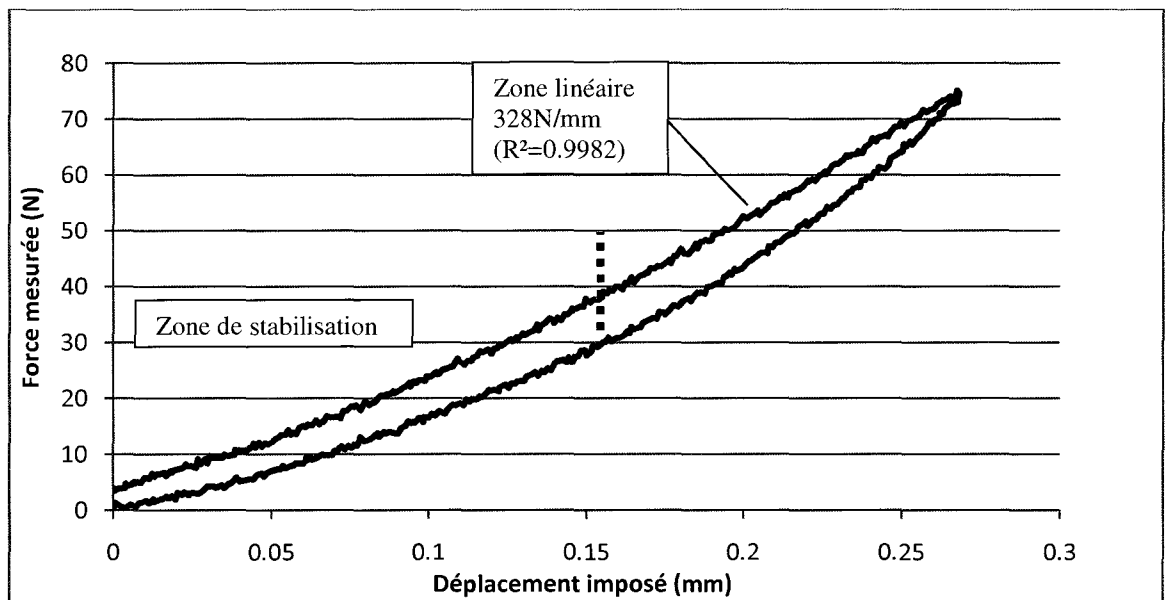


Figure IX-1 Force et déplacements issus de l'essai à 50 % lors du chargement #1.

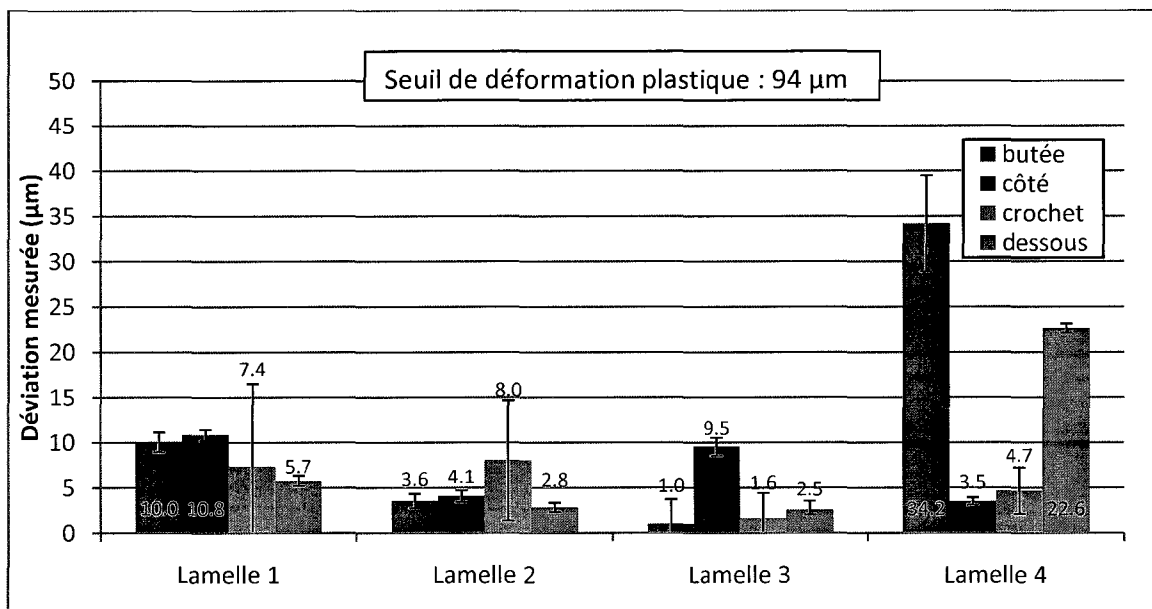


Figure IX-2 Inspection des lamelles après l'essai à 50 % lors du chargement #1.

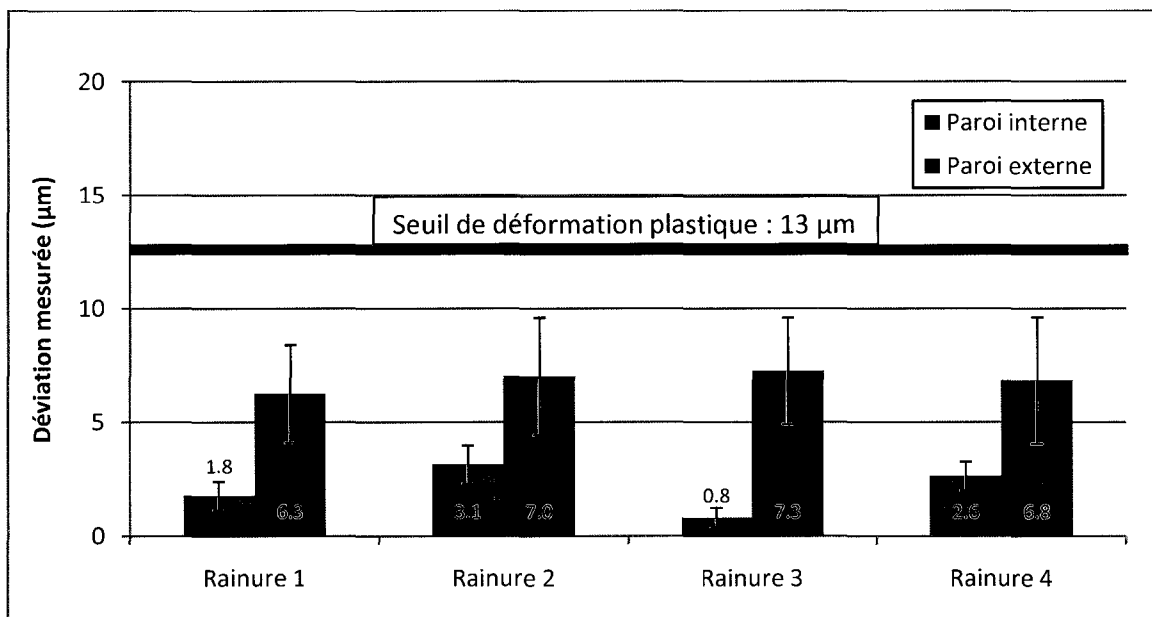


Figure IX-3 Inspection du support après l'essai à 50 % lors du chargement #1.

Chargement #2

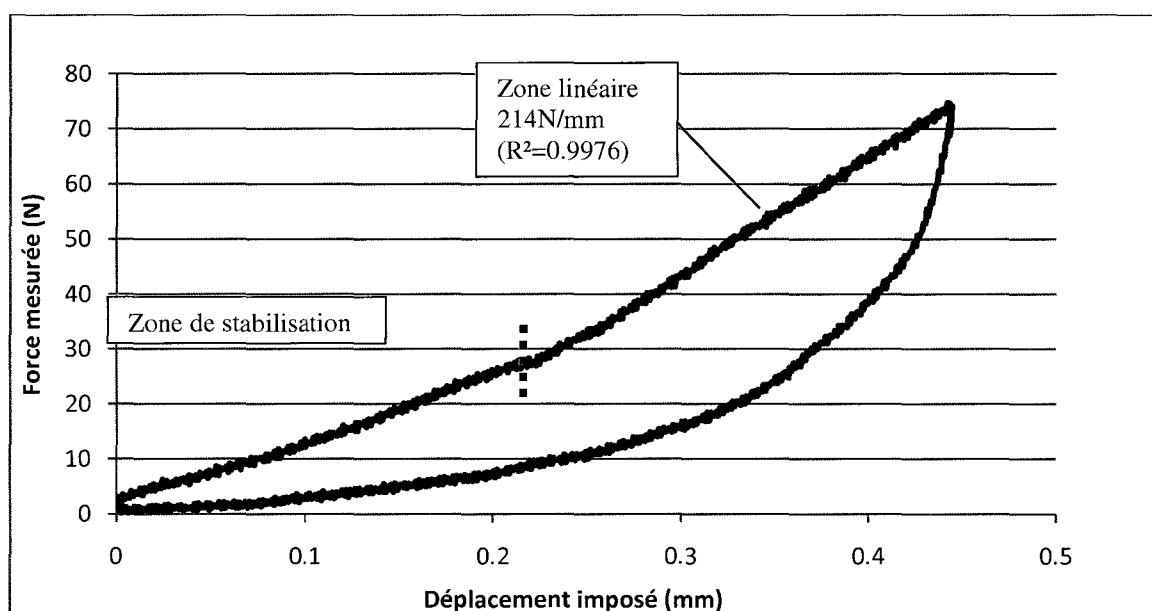


Figure IX-4 Force et déplacements issus de l'essai à 50 % lors du chargement #2.

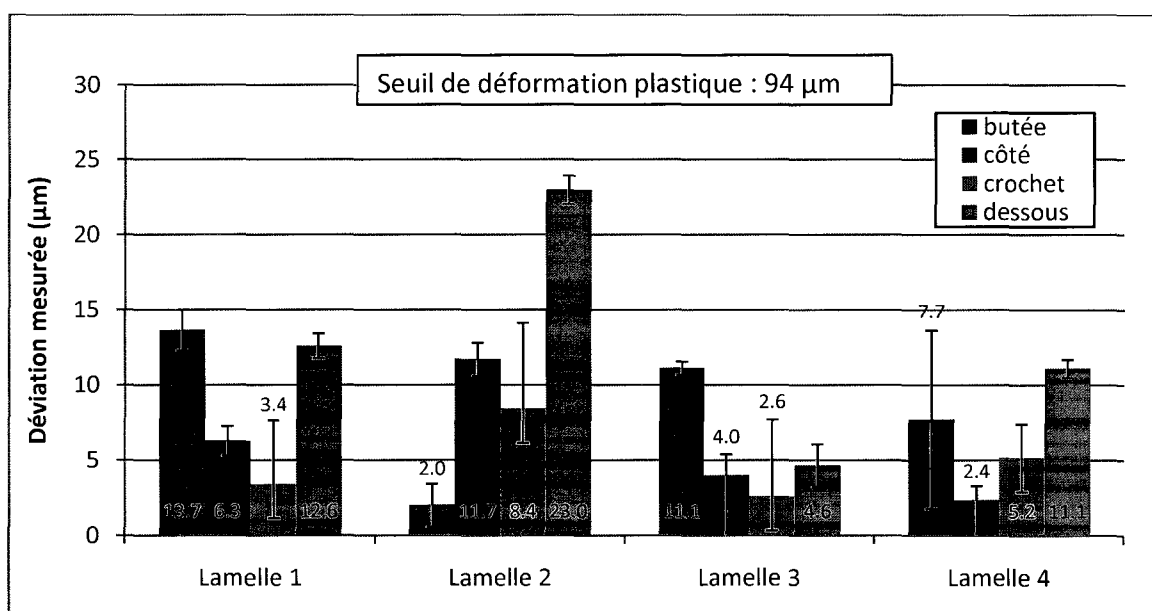


Figure IX-5 Inspection des lamelles après l'essai à 50 % lors du chargement #2.

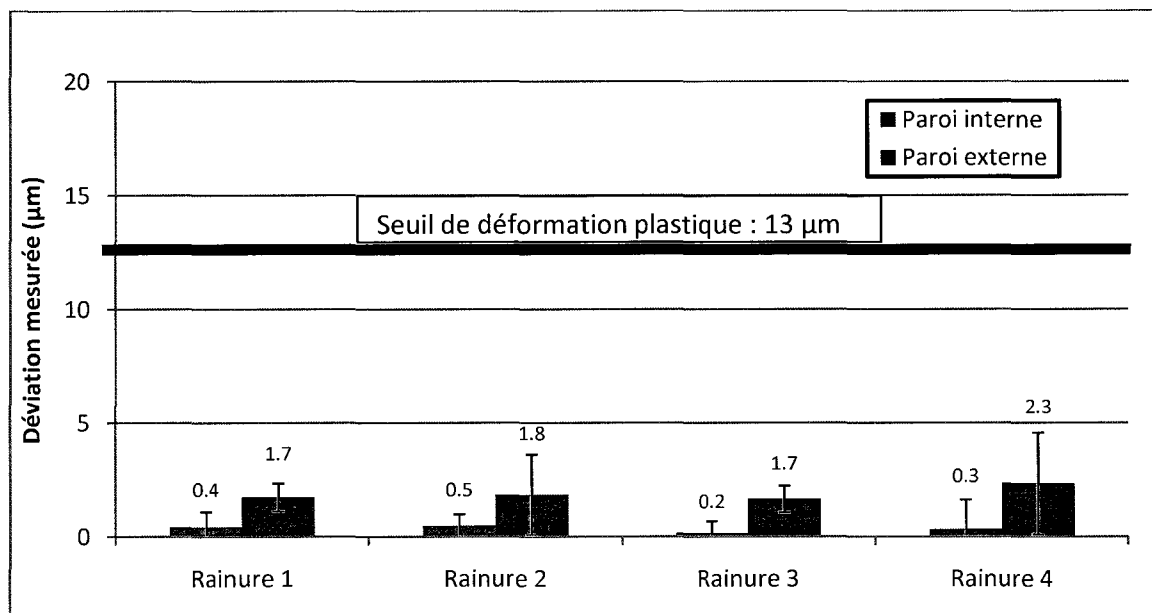


Figure IX-6 Inspection du support après l'essai à 50 % lors du chargement #2.

Chargement #3

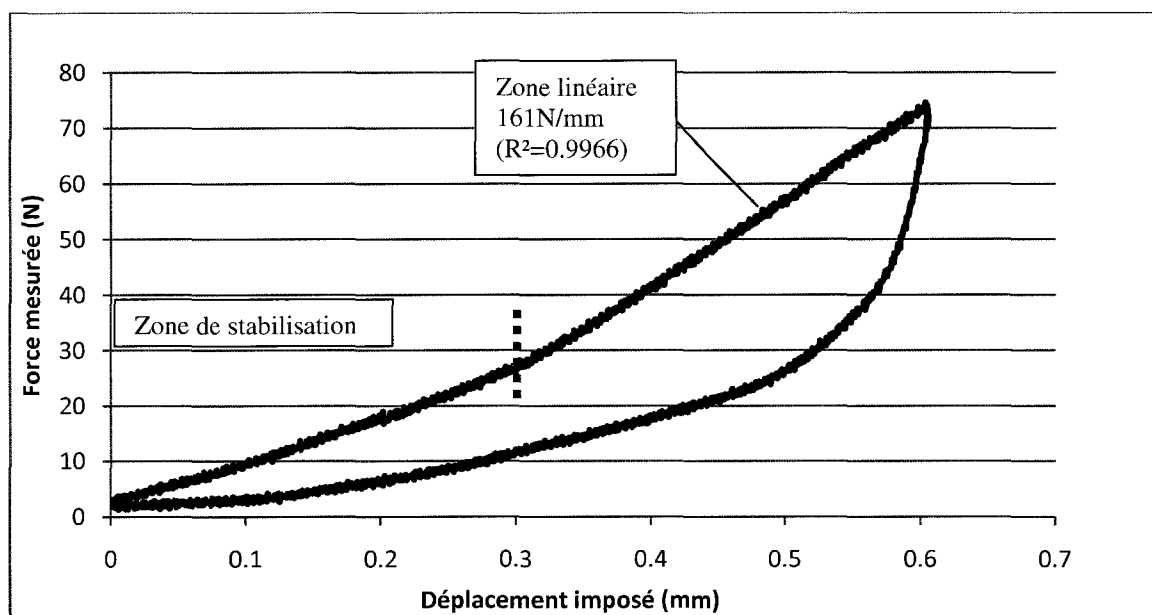


Figure IX-7 Force et déplacements issus de l'essai à 50 % lors du chargement #3.

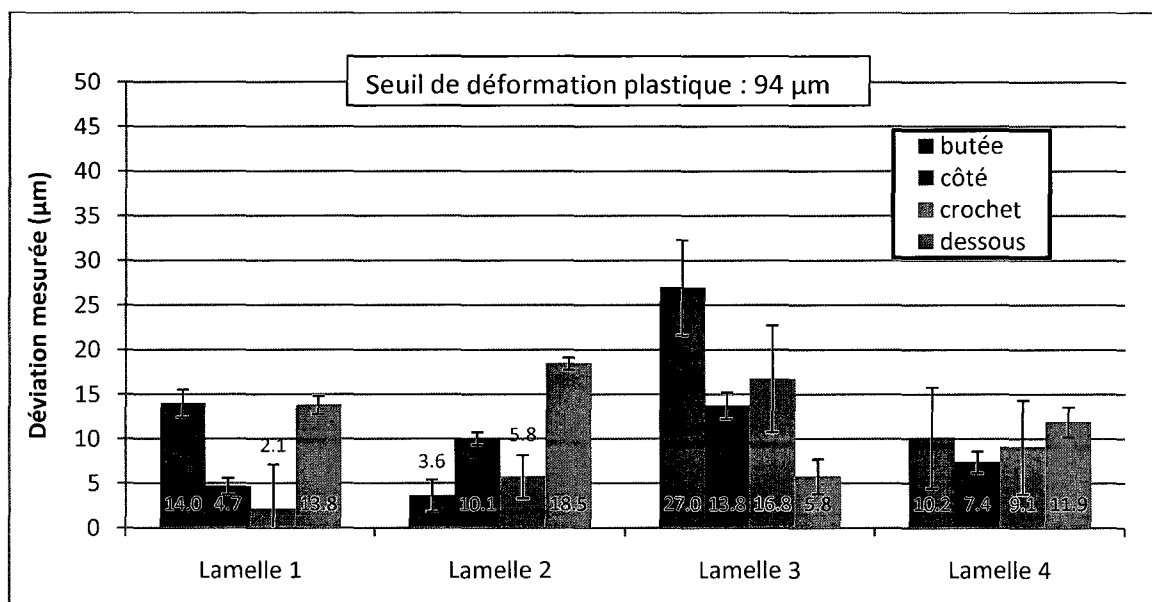
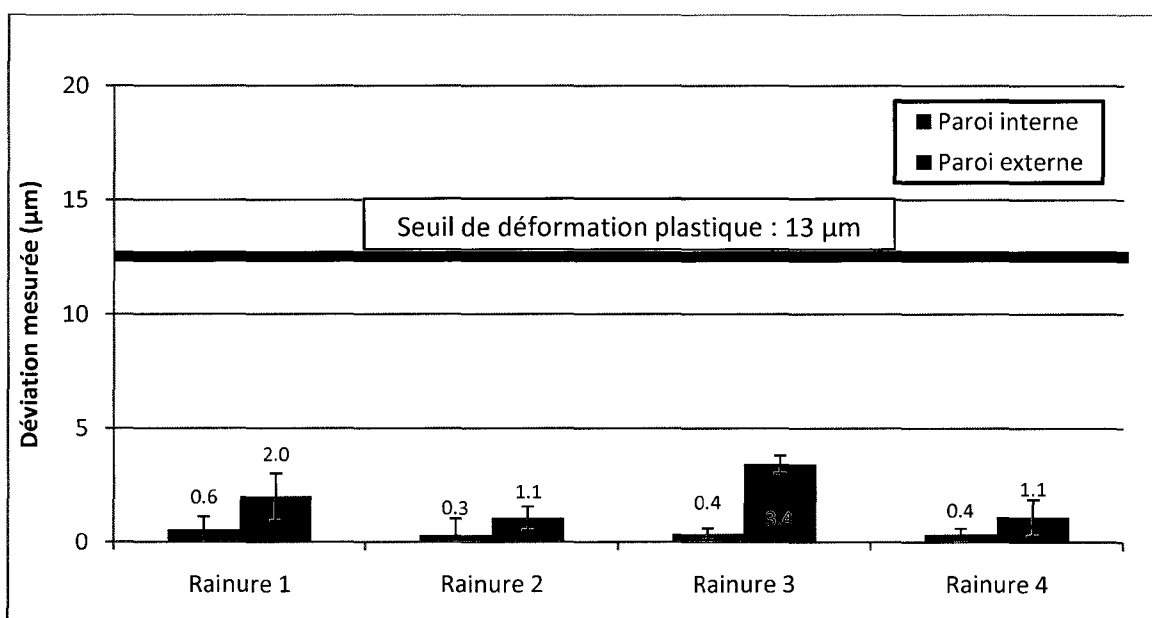


Figure IX-8 Inspection des lamelles après l'essai à 50 % lors du chargement #3.



IX-9 Inspection du support après l'essai à 50 % lors du chargement #2.

LISTE DE RÉFÉRENCES BIBLIOGRAPHIQUES

- Allard, Paul, et Jean-Pierre Blanchi. 2000. *Analyse du mouvement humain par la biomécanique*, 2e éd. Mont-Royal, Québec, Paris: Décarie Vigot., 400 p.
- Allen, A. M., W. G. Ward et T. M. Haygood. 1995. « Imaging of the total hip arthroplasty ». *J South Orthop Assoc*, vol. 4, n° 2 (Summer), p. 96-123.
- American Society of Mechanical Engineers. 2006. « hip new world ». En ligne. <<http://www.memagazine.org/backissues/membersonly/oct06/features/hipnew/hipnew.html>>. Consulté le 5 mars 2007.
- Antoniou, J., P. A. Martineau, K. B. Filion, S. Haider, D. J. Zukor, O. L. Huk, L. Pilote et M. J. Eisenberg. 2004. « In-hospital cost of total hip arthroplasty in Canada and the United States ». *J Bone Joint Surg Am*, vol. 86-A, n° 11 (Nov), p. 2435-9.
- Bazergui, André. 2002. *Résistance des matériaux*, 3e éd. Montréal: Presses internationales Polytechnique, xv, 715 p. <<http://www.uqtr.ca/biblio/notice/tablemat/03-2241249TM.html>>.
- Birrell, F., O. Johnell et A. Silman. 1999. « Projecting the need for hip replacement over the next three decades: influence of changing demography and threshold for surgery ». *Ann Rheum Dis*, vol. 58, n° 9 (Sep), p. 569-72.
- Bourne, Robert, Bert Chesworth, Aileen Davis, Nizar Mahomed et Kory Charron. 2009. « Comparing Patient Outcomes After THA and TKA: Is There a Difference? ». *Clinical Orthopaedics and Related Research*®.
- Bozic, K. J., S. Morshed, M. D. Silverstein, H. E. Rubash et J. G. Kahn. 2006. « Use of cost-effectiveness analysis to evaluate new technologies in orthopaedics. The case of alternative bearing surfaces in total hip arthroplasty ». *J Bone Joint Surg Am*, vol. 88, n° 4 (Apr), p. 706-14.
- Charnley, J. 1961. « Arthroplasty of the hip. A new operation ». *Lancet*, vol. 1, n° 7187 (May 27), p. 1129-32.
- CustomPartNet. 2009. *Fused Deposition Modeling (FDM)*. En ligne. <<http://www.custompartnet.com/wu/fused-deposition-modeling>>. Consulté le 17 septembre 2009.
- Dansereau, Mathieu. 2007. *Conception d'une prothèse d'essai acétabulaire à diamètre variable*. Montréal: École de technologie supérieure, 56 p.

- Daras, M., et W. Macaulay. 2009. « Total hip arthroplasty in young patients with osteoarthritis ». *Am J Orthop*, vol. 38, n° 3 (Mar), p. 125-9.
- Dreghorn, C. R., et D. L. Hamblen. 1989. « Revision arthroplasty: a high price to pay ». *BMJ*, vol. 298, n° 6674 (Mar 11), p. 648-9.
- Eingartner, C. 2007. « Current trends in total hip arthroplasty ». *Ortop Traumatol Rehabil*, vol. 9, n° 1 (Jan-Feb), p. 8-14.
- EOS. 2006. « EOS StainlessSteel 17-4 for EOSINT M 270 ». En ligne. Munich (Germany): http://www.crdm.co.uk/technical2.pdf/SS_17-4_M270%20Material_data_sheet.pdf. Consulté le 10 septembre 2009.
- Esposito, Silvano, et Sebastiano Leone. 2008. « Prosthetic joint infections: microbiology, diagnosis, management and prevention ». *International Journal of Antimicrobial Agents*, vol. 32, n° 4, p. 287-293.
- Gillespie, G. N., et A. J. Porteous. 2007. « Obesity and knee arthroplasty ». *The Knee*, vol. 14, n° 2, p. 81-86.
- Global Surgical Solutions. 2007. « Hip Replacement ». En ligne. <http://www.globalsurgicalsolutions.com/assets/images/HipReplacement.jpg>. Consulté le 28 août 2009.
- Hardidge, A. J., J. Hooper et S. McMahon. 2003. « Current attitudes to total hip replacement in younger patients: a comparison of two nations ». *ANZ J Surg*, vol. 73, n° 5 (May), p. 280-3.
- Horan, F. 2006. « Obesity and joint replacement ». *J Bone Joint Surg Br*, vol. 88, n° 10 (Oct), p. 1269-71.
- ICIS. 2009. *Arthroplasties de la hanche et du genou au Canada — Rapport annuel de 2008-2009*. En ligne. Ottawa: Institut canadien d'information sur la santé, 100 p. http://secure.cihi.ca/cihiweb/products/2008_cjrr_annual_report_fr.pdf. Consulté le 23 novembre 2009.
- Kaltsas, D. S. 2004. « Infection after total hip arthroplasty ». *Ann R Coll Surg Engl*, vol. 86, n° 4 (Jul), p. 267-71.
- Kurtz, Steven, Edmund Lau, Kevin Ong, Ke Zhao, Michael Kelly et Kevin Bozic. 2009. « Future Young Patient Demand for Primary and Revision Joint Replacement: National Projections from 2010 to 2030 ». *Clinical Orthopaedics and Related Research®*, vol. 467, n° 10, p. 2606-2612.

- Masterson, E. L., B. A. Masri et C. P. Duncan. 1998. « Treatment of infection at the site of total hip replacement ». *Instr Course Lect*, vol. 47, p. 297-306.
- McCollum, D. E., et W. J. Gray. 1990. « Dislocation after total hip arthroplasty. Causes and prevention ». *Clin Orthop Relat Res*, n° 261 (Dec), p. 159-70.
- McDowell, M. A., C. D. Fryar, R. Hirsch et C. L. Ogden. 2005. « Anthropometric reference data for children and adults: U.S. population, 1999-2002 ». *Adv Data*, n° 361 (Jul 7), p. 1-5.
- Mitutoyo. 2005. « BRIGHT-STRATO SERIES ». En ligne. Aurora, IL: <<http://www.mitutoyo.com/pdf/1855%20Bright%20Strato.pdf>>. Consulté le 22 octobre 2009.
- NASA. 2009. « Anthropometry and Biomechanics ». In *Man-systems integration standards*. <<http://msis.jsc.nasa.gov/sections/section03.htm>>. Consulté le 1er octobre 2009.
- Oberg, Erik. 2000. *Machinery's handbook*, 26th. New York: Industrial Press, vi, 2630 p.
- Parvizi, Javad, Robert T. Trousdale et Michael G. Sarr. 2000. « Total joint arthroplasty in patients surgically treated for morbid obesity ». *The Journal of Arthroplasty*, vol. 15, n° 8, p. 1003-1008.
- Scheerlinck, T., P. Druyts et P. P. Casteleyn. 2004. « The use of primary total hip arthroplasty in university hospitals of the European Union ». *Acta Orthop Belg*, vol. 70, n° 3 (Jun), p. 231-9.
- Stratasys Inc. 2009. « Fortus 200 mc ». En ligne. Eden Prairie, MN: <[http://www.fortus.com/uploadedFiles/North America/Downloads/System Spec Sheets \(All\)/FORTUS200mc-0209.pdf](http://www.fortus.com/uploadedFiles/North America/Downloads/System Spec Sheets (All)/FORTUS200mc-0209.pdf)>. Consulté le 10 septembre 2009.
- Sturm, R. 2007. « Increases in morbid obesity in the USA: 2000-2005 ». *Public Health*, vol. 121, n° 7, p. 492-496.
- Whitehouse, J. D., N. D. Friedman, K. B. Kirkland, W. J. Richardson et D. J. Sexton. 2002. « The impact of surgical-site infections following orthopedic surgery at a community hospital and a university hospital: adverse quality of life, excess length of stay, and extra cost ». *Infect Control Hosp Epidemiol*, vol. 23, n° 4 (Apr), p. 183-9.
- Winiarsky, Raz, Patrick Barth et Paul Lotke. 1998. « Total Knee Arthroplasty in Morbidly Obese Patients ». *J Bone Joint Surg Am*, vol. 80, n° 12 (December 1, 1998), p. 1770-4.

Zimmer Inc. 1998. « Trilogy acétabular system ». En ligne.
<http://www.zimmer.com/web/enUS/pdf/product_brochures/trilogy_cup.pdf>.
Consulté le 16 janvier 2007.